



Universidad de San Carlos de Guatemala

Facultad de Ingeniería

Escuela de Ingeniería Mecánica

**ANÁLISIS TÉCNICO Y DE DESEMPEÑO DE ACOUPLE FLEXIBLE DE ESLINGAS DE
POLIESTER PARA UN MOLINO AZUCARERO**

Luis Francisco Medrano Alemán

Asesorado por el Ing. Gustavo Adolfo De León Escobar

Guatemala, febrero de 2017

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA



FACULTAD DE INGENIERÍA

**ANÁLISIS TÉCNICO Y DE DESEMPEÑO DE ACOPLE FLEXIBLE DE ESLINGAS DE
POLIESTER PARA UN MOLINO AZUCARERO**

TRABAJO DE GRADUACIÓN

PRESENTADO A LA JUNTA DIRECTIVA DE LA
FACULTAD DE INGENIERÍA

POR

LUIS FRANCISCO MEDRANO ALEMÁN

ASESORADO POR EL ING. GUSTAVO ADOLFO DE LEÓN ESCOBAR

AL CONFERÍRSELE EL TÍTULO DE

INGENIERO MECÁNICO

GUATEMALA, FEBRERO DE 2017

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA
FACULTAD DE INGENIERÍA



NÓMINA DE JUNTA DIRECTIVA

DECANO	Ing. Pedro Antonino Aguilar Polanco
VOCAL I	Ing. Ángel Roberto Sic García
VOCAL II	Ing. Pablo Christian de León Rodríguez
VOCAL III	Ing. José Milton de León Bran
VOCAL IV	Br. Jurgen Andoni Ramírez Ramírez
VOCAL V	Br. Oscar Humberto Galicia Nuñez
SECRETARIA	Inga. Lesbia Magalí Herrera López

TRIBUNAL QUE PRACTICÓ EL EXAMEN GENERAL PRIVADO

DECANO	Ing. Murphy Olympo Paiz Recinos
EXAMINADOR	Ing. Víctor Eduardo Izquierdo Palacios
EXAMINADOR	Ing. Byron Giovanni Palacios Colindres
EXAMINADOR	Ing. Carlos Aníbal Chicojay Coloma
SECRETARIO	Ing. Hugo Humberto Rivera Pérez

HONORABLE TRIBUNAL EXAMINADOR

En cumplimiento con los preceptos que establece la ley de la Universidad de San Carlos de Guatemala, presento a su consideración mi trabajo de graduación titulado:

ANÁLISIS TÉCNICO Y DE DESEMPEÑO DE ACOPLE FLEXIBLE DE ESLINGAS DE POLIESTER PARA UN MOLINO AZUCARERO

Tema que me fuera asignado por la Dirección de la Escuela de Ingeniería Mecánica, con fecha 19 de agosto de 2014.

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Luis Francisco Medrano Alemán', with a stylized, cursive script.

Luis Francisco Medrano Alemán

Guatemala, 26 de agosto de 2016

A quien corresponda:

Por este medio comunico que he revisado, a completa satisfacción, el trabajo de graduación del estudiante universitario Luis Francisco Medrano Alemán, quien se identifica con número de carné 2005-17745, perteneciente a la carrera de Ingeniería Mecánica, el cual lleva por título **"ANÁLISIS TÉCNICO Y DE DESEMPEÑO DE ACOPLE FLEXIBLE DE ESLINGAS DE POLIÉSTER PARA UN MOLINO AZUCARERO"**, asesorado por el suscrito.

El trabajo se desarrolló bajo mi supervisión y cuenta con mi total aprobación por cumplir con los objetivos que se planteó y aportar resultados de suma utilidad en beneficio de la industria azucarera. Por tal motivo, solicito darle el trámite correspondiente.

Sin otro particular, me suscribo atentamente


Gustavo de León Escobar

Gustavo Adolfo De León
INGENIERO MECÁNICO
Colegiado 4613

Jefe de Molinos y Taller Mecánico Ingenio Santa Ana
Ingeniero Mecánico

Ref.E.I.M.256.2016

El Coordinador del Área de Diseño de la Escuela de Ingeniería Mecánica, luego de conocer el dictamen del Asesor y habiendo revisado en su totalidad el trabajo de graduación titulado: **ANÁLISIS TÉCNICO Y DE DESEMPEÑO DE ACOUPLE FLEXIBLE DE ESLINGAS DE POLIESTER PARA UN MOLINO AZUCARERO** desarrollado por el estudiante **Luis Francisco Medrano Alemán**, carné **2005-17745** recomienda su aprobación.

"Id y Enseñad a Todos"


Ing. Álvaro Antonio Avila Pinzón
Coordinador Área de Diseño
Escuela de Ingeniería Mecánica



Guatemala, septiembre de 2016

Ref.E.I.M.074.2017

El Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica, de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, luego de conocer el dictamen del Asesor y con la aprobación del Coordinador del Área de Diseño del trabajo de graduación titulado: **ANÁLISIS TÉCNICO Y DE DESEMPEÑO DE ACOPLER FLEXIBLE DE ESINGAS DE POLIÉSTER PARA UN MOLINO AZUCARERO** del estudiante **Luis Francisco Medrano Alemán**, **CUI 2541-89202-0101, Reg. Académico No. 200517745** y luego de haberlo revisado en su totalidad, procede a la autorización del mismo.

"Id y Enseñad a Todos"


Ing. Roberto Guzmán Ortiz
Director
Escuela de Ingeniería Mecánica



Guatemala, febrero de 2017
/aej

Universidad de San Carlos
De Guatemala



Facultad de Ingeniería
Decanato

Ref. DTG.093.2017

El Decano de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, luego de conocer la aprobación por parte del Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica, al trabajo de graduación titulado: **ANÁLISIS TÉCNICO Y DE DESEMPEÑO DE ACOPLÉ FLEXIBLE DE ESLINGAS DE POLIESTER PARA UN MOLINO AZUCARERO**, presentado por el estudiante universitario: **Luis Francisco Medrano Alemán**, y después de haber culminado las revisiones previas bajo la responsabilidad de las instancias correspondientes, se autoriza la impresión del mismo.

IMPRÍMASE.

Ing. Pedro Antonio Aguilar Polanco
Decano



Guatemala, febrero de 2017

/cc

ACTO QUE DEDICO A:

Dios	Por ser fuente de sabiduría infinita y por todo lo que me ha permitido realizar en mi vida.
Mis padres	Luis Medrano y Patricia Alemán por todos los sacrificios hechos y ser mi ejemplo a seguir.
Mi novia	Licda. Ana Regina Gini por su amor y apoyo durante la culminación de mi carrera.
Mi familia	Abuelos, tíos y primos por su constante apoyo y cariño incondicional.
Mis amigos	Por brindarme su amistad y apoyo en los buenos y malos momentos.
Familia Santa Ana	Por ser la primera escuela en mi vida profesional.
A usted	Con mucho aprecio y respeto.

AGRADECIMIENTOS A:

Universidad de San Carlos de Guatemala	Por abrirme sus puertas para que pudiera iniciar y culminar mi carrera profesional.
Facultad de Ingeniería	Por permitirme adquirir los conocimientos necesarios para desempeñarme como profesional.
Ing. Álvaro Ávila	Por las enseñanzas brindadas en la realización de este proyecto.
Ing. Gustavo de León	Por su amistad, apoyo y asesoramiento en la realización de este trabajo.
Ing. Erick Cruz	Por brindarme la oportunidad de culminar mi carrera universitaria en el Ingenio Santa Ana.
Mis compañeros de trabajo	Por brindarme su amistad y apoyo en todas las etapas de este trabajo.

ÍNDICE GENERAL

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES	V
LISTA DE SÍMBOLOS	IX
GLOSARIO	XI
RESUMEN	XIII
OBJETIVOS	XV
INTRODUCCIÓN	XVII
1. ANTECEDENTES GENERALES	1
2. EQUIPOS PARA PREPARACIÓN DE CAÑA	7
2.1. Viradores de jaulas cañeras	8
2.2. Mesas de caña	9
2.3. Conductores de caña	11
2.3.1. Conductores de tablillas	12
2.3.2. Conductores de banda	14
2.4. Troceadoras de caña	16
2.5. Picadoras de caña	16
2.6. Nivelador	19
2.7. Desfibradora	20
2.8. Separador magnético o electroimanes	22
3. MOLINO AZUCARERO CONVENCIONAL	23
3.1. Componentes de un molino azucarero convencional	25
3.1.1. Virgen	25
3.1.2. Mazas	25

3.1.2.1.	Eje de mazas	27
3.1.2.2.	Camisa de maza	28
3.1.3.	Cojinetes deslizantes de molinos.....	30
3.1.3.1.	Construcción y materiales de cojinetes deslizantes	32
3.1.4.	Cilindros hidráulicos o cabezotes	32
3.1.5.	Piñones o coronas	34
3.1.6.	Cuchilla central	36
3.1.7.	Raspadores o peines.....	36
3.2.	Accionamiento de molinos azucareros	36
3.2.1.	Motor eléctrico	37
3.2.2.	Turbinas de vapor.....	38
3.3.	Requerimientos de potencia en accionamiento	40
3.4.	Transmisiones.....	40
3.5.	Acople entre reductor y molino	41
4.	ACOPLE FLEXIBLE DE ESLINGAS DE POLIÉSTER	45
4.1.	Historia de la nueva generación de acoples para molinos	46
4.1.1.	Acoples de eslabones rígidos y rótulas.....	47
4.1.2.	Acoples de cables de acero o cuerda	48
4.1.3.	Acoples de eslingas.....	50
4.2.	Acople de eslingas de poliéster	50
4.2.1.	Partes que componen el acople flexible de eslingas de poliéster	53
4.3.	¿Cómo funciona un acople de eslingas de poliéster?	58
4.4.	Comparación de desempeño entre un acople tradicional y un acople flexible de eslingas de poliéster	60
4.4.1.	Análisis de esfuerzos de un acople tradicional	60
4.4.1.1.	Análisis estático de la barra entredós	69

4.4.1.2.	Análisis de fatiga de la barra entredós....	76
4.4.1.3.	Análisis de esfuerzo último del dado de acople.....	85
4.4.1.4.	Ensayos realizados a eslinga de poliéster y a perno de seguridad	91
5.	VENTAJAS DE IMPLEMENTAR ACOPLER FLEXIBLES DE ESLINGAS DE POLIESTER	99
5.1.	Índices de mantenimiento de clase mundial	100
5.2.	Análisis de mantenimiento de un acople tradicional de dados y entredós	104
5.3.	Análisis de mantenimiento de un acoplamiento de eslingas de poliéster	113
6.	ANÁLISIS COSTO-BENEFICIO DE LA IMPLEMENTACIÓN DE UN ACOPLE FLEXIBLE DE ESLINGAS DE POLIÉSTER EN LUGAR DE UN ACOPLER TRADICIONAL DE DADOS Y ENTREDÓS	127
	CONCLUSIONES	135
	RECOMENDACIONES	137
	BIBLIOGRAFÍA	139

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

FIGURAS

1.	Esquema del proceso de fabricación del azúcar	4
2.	Descarga con sistema hidráulico de viradores	8
3.	Mesa de descarga de caña convencional.....	10
4.	Mesa de descarga de caña con pendiente de 45°, adecuada para el lavado de caña.....	11
5.	Diseños de tablillas para conductores de caña.....	13
6.	Tipos de cuchillas para picadoras	18
7.	Configuración típica de picadora	19
8.	Nivelador	19
9.	Rotor de desfibradora COP-5.....	21
10.	Rodo alimentador de desfibradora COP-5.....	22
11.	Molino convencional azucarero	24
12.	Virgen de molino azucarero.....	26
13.	Disposición de mazas en un molino azucarero.....	27
14.	Rayado de maza	29
15.	Engrane de mazas	29
16.	Cabezote hidráulico.....	34
17.	Turbina de vapor tipo impulsión de una etapa	38
18.	Barra conectora entredós y acoples	42
19.	Acople de desalineamiento múltiple de cables de acero	45
20.	Esquema de acople de eslabones y rótulas	47
21.	Imagen de acople de eslabones rígidos y rótulas	48

22.	Fotografía de acople de cable de acero	49
23.	Fotografía de acople de eslingas	51
24.	Acople de eslingas de poliéster diseño nuevo	52
25.	Acople flexible de eslingas de poliéster en operación	52
26.	Primera sección: partes del acople montadas en el eje de transmisión	54
27.	Segunda sección: partes del acople montadas en el eje de la maza superior del molino	56
28.	Tercera sección: miembro intermedio flotante	57
29.	Acople rígido de bridas simple	59
30.	Configuración de reducciones de velocidad en molinos para azúcar	62
31.	Esquema de acople tradicional o entredós	65
32.	Diagrama de cuerpo libre del acople entredós	65
33.	Diagrama de esfuerzo cortante	67
34.	Diagrama de momento flector	68
35.	Gráfica de factor teórico de concentración de esfuerzo	80
36.	Esquema del acople o dado vista frontal y vista lateral	86
37.	Esquema de carga utilizado en el acople	88
38.	Prueba de tensión de eslinga de poliéster	92
39.	Eslinga de poliéster antes del ensayo a tensión	93
40.	Eslinga de poliéster después del ensayo a tensión	93
41.	Perno de seguridad antes de ser sometido a ensayo de corte	95
42.	Perno listo para ser sometido a corte directo	96
43.	Perno después de ser sometido al ensayo de corte puro	97
44.	Flujo de efectivo acople tradicional	132
45.	Flujo de efectivo acople de eslingas	133

TABLAS

I.	Propiedades mecánicas típicas del hierro fundido gris	74
II.	Factores de seguridad. Valores mínimos recomendados modificación de Faired	75
III.	Factor de confiabilidad Kc	78
IV.	Histórico de mantenimiento, acople de dados y entredós.....	104
V.	Horas totales de trabajo por zafra acople tradicional en dados y entredós	105
VI.	Resumen de resultados	113
VII.	Histórico de mantenimiento, acople de eslingas de poliéster.....	114
VIII.	Horas totales de trabajo por zafra acople flexible de eslingas de poliéster	114
IX.	Resumen de resultados, acople de eslingas de poliéster	122
X.	Comparación de resultados entre los dos acoples	123
XI.	Costos de detención de un molino para azúcar	128
XII.	Costos de un acople tradicional.....	129
XIII.	Costos de un acople de eslingas de poliéster.....	130
XIV.	Análisis costo beneficio	131
XV.	Valores presentes netos.....	133

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Significado
AISI	<i>American Iron and Steel Institute</i>
A	Amperio
HP	Caballo de potencia
US\$	Dólares americanos
°	Grados
°C	Grados centígrados
Hz	Hertz
DIN	Instituto Alemán de Normalización
kN-m	Kilo newton metro
kg/cm²	Kilogramo por centímetro cuadrado
km²	Kilómetro cuadrado
Kpsi	Kilo libras sobre pulgada cuadrada
MPa	Mega pascal
m³	Metros cúbicos
m/s	Metros por segundo
N/m²	Newton metro cuadrado
“	Pulgada
rad/s	Radianes por segundo
rpm	Revoluciones por minuto
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>
%	Tanto por ciento
tn/hr	Tonelada hora
w	Watt

GLOSARIO

<i>Addendum</i>	En un engranaje es la distancia radial entre la circunferencia primitiva y el borde superior del diente.
Dados	Piezas circulares que acoplan el entredós en medio del molino y la transmisión. Cumplen la función de fusible mecánico cuando existen sobrecargas.
<i>Dedendum</i>	En un engranaje, es la distancia radial medida desde el borde inferior hasta la circunferencia primitiva.
Entredós	Eje de sección transversal cuadrada, aproximadamente de 15 pulgadas por lado. Transmite la potencia de salida de la transmisión al molino azucarero.
Eslinga	Consiste en una cinta con un ancho o largo específico cuyos extremos terminan en un lazo.
Ingenio azucarero	Se denomina ingenio azucarero o simplemente ingenio a una hacienda con instalaciones para procesar caña de azúcar con el objeto de obtener azúcar, ron, alcohol y otros productos.
Meladura	Jarabe preparado para elaborar azúcar.

Método de Goodman	Método para el análisis y diseño de fallas por fatiga.
Ratio	Relación cuantificada entre dos magnitudes que refleja su proporción.
<i>Rivetless</i>	Tipo de cadena que no posee remaches.

RESUMEN

El trabajo que se desarrolla a continuación es un comparativo entre dos acoples cuya principal aplicación se da en la industria azucarera. Desde el inicio de la tecnificación de la producción de azúcar se ha utilizado el acople de dados y entredós. Este acople consiste en un eje de sección transversal cuadrada conectada a la transmisión y al eje superior del molino por medio de dados que tienen la función de fusible, es decir, se rompen cuando existe un sobreesfuerzo para proteger los equipos y la integridad humana.

Desde 2010, la industria ha puesto su mirada en un acople que transmite la potencia por medio de eslingas de poliéster. Este acople consta principalmente de tres partes: el yugo conductor que se instala en la transmisión, el yugo conducido que se instala en la maza superior del molino y la parte intermedia flotante que conecta ambos yugos por medio de eslingas de poliéster. Además, posee pernos diseñados para fallar en un sobre esfuerzo y de esta manera proteger vidas y equipos.

La comparación de ambos acoples se puede hacer desde tres puntos de vista: técnico, de mantenimiento y económico. Desde el punto de vista técnico, la comparación fue no conclusiva debido a las limitantes que se presentaron al momento de realizar los ensayos. Sin embargo, desde el punto de vista de mantenimiento y económico el acople flexible de eslingas de poliéster es la mejor opción.

OBJETIVOS

General

Analizar un acople flexible de eslingas de poliéster para un molino azucarero.

Específicos

1. Identificar y analizar las características mecánicas de un acople flexible de eslingas de poliéster y compararlas con las características de un acople tradicional.
2. Determinar ventajas y desventajas de implementar un acople de eslingas de poliéster.
3. Determinar y analizar el costo-beneficio económico que un acople de eslingas de poliéster puede proporcionar que justifiquen su compra.

INTRODUCCIÓN

Para comprender mejor el marco conceptual en el que se desarrolla este trabajo se debe conocer el proceso de elaboración de azúcar, sobre este aspecto el capítulo 1 aborda este tema en general con el objetivo de introducir al lector.

En el capítulo 2 se detallan los equipos de preparación de caña: viradores, conductores, picadoras y desfibradoras con el objetivo de dar a conocer la forma en que se prepara la caña antes de llegar a los molinos.

El capítulo 3 detalla el molino azucarero. Se realiza una descripción minuciosa de todas las partes que componen este equipo, parte fundamental y corazón del proceso de molienda de caña.

A partir del capítulo 4 se desarrolla la descripción del acople flexible de eslingas de poliéster, se explica su historia y desarrollo para que el lector conozca el origen de este novedoso equipo. En este capítulo también se lleva a cabo la comparación técnica del acople flexible de eslingas de poliéster contra su antecesor, el acople tradicional de dados y entredós, sin poder llegar a argumentos conclusivos.

Desde el punto de vista de mantenimiento y costo beneficio la investigación brinda resultados contundentes, el acople flexible de eslingas de poliéster es la mejor opción, estos temas se abarcan en el capítulo 5 y en el capítulo 6.

1. ANTECEDENTES GENERALES

El azúcar en Guatemala es considerado uno de los productos tradicionales de exportación más importantes. En el 2015 el 2,5 % de todo el territorio nacional, equivalente a 108 889 km², era utilizado para cultivo de caña de azúcar. La agroindustria azucarera guatemalteca desempeña un papel fundamental en la economía nacional, al generar alrededor de 365 000 empleos indirectos y 73 000 en forma directa.

En 1960 el 90 % de la cosecha se consumía en el mercado local, para el 2015 el 70 % de la azúcar producida en el país se vendía en el exterior. De esta forma, el endulzante representa el 14,37 % de las exportaciones totales del país, el 27,10 % de las exportaciones agrícolas y el 3 % del producto interno bruto (PIB).

Para tener una mejor idea del porqué la industria azucarera en Guatemala es tan fuerte, se debe conocer el proceso de producción de azúcar.

La producción de azúcar comienza en el campo. La caña de azúcar es una planta que pertenece a la familia de las gramíneas, de la cual se aprovecha todo el contenido de sus tallos. Una sola plantación produce de 4 a 7 cortes anuales (retoños), sin necesidad de plantarla cada año.

Como todo cultivo, la caña de azúcar necesita de ciertos cuidados: control de malezas, aplicación de fertilizantes y riego y control de plagas y enfermedades.

Cuando la caña de azúcar está en su punto óptimo (esto sucede generalmente a mediados de noviembre) empieza la cosecha o zafra. Una vez la caña es cortada del campo se tienen hasta 48 horas para ser transportada a la fábrica y así evitar pérdidas por inversión de glucosa y fructuosa, es ahí, donde comienza el proceso de extracción de la sacarosa para convertirla en cristales de azúcar.

El proceso comienza en el patio de caña, lugar del ingenio donde se recibe, descarga y prepara la caña de azúcar.

Luego, la caña preparada pasa al área de molinos donde, por medio de presión, se separa la caña de azúcar en dos componentes: jugo y fibra (bagazo). A este proceso se le llama extracción.

El jugo extraído de los molinos contiene muchas impurezas, por esta razón, se bombea al área de clarificación. En los clarificadores el jugo tiene un tiempo de retención de 2 horas aproximadamente, este tiempo sirve para precipitar todos los lodos y/o impurezas que trae el jugo, lo cual se logra por medio de un tratamiento con cal, flocculantes y otros químicos que se catalizan por medio de alta temperatura.

El jugo de caña contiene un alto porcentaje de agua, un compuesto indeseable; por esta razón, el jugo clarificado pasa a los evaporadores. Los

evaporadores son intercambiadores de calor. Se somete el jugo a contracorriente con vapor procedente de los turbogeneradores (también llamado vapor de escape). El vapor transfiere su calor al jugo lo que provoca que el exceso de agua se evapore, obteniendo como resultado una miel, llamada meladura, con alta concentración de sacarosa.

Posteriormente los tachos reciben la meladura y estos desarrollan los granos de azúcar. La descarga de los tachos se denomina templas.

Los cristalizadores reciben las templas, el trabajo de estos es agotar las mismas; es decir, producir más granos de azúcar por medio de extracción de calor.

Al salir de los cristalizadores todavía se tiene una mezcla de miel con granos de azúcar, para separarlos se usa fuerza centrífuga. Este trabajo lo ejecutan máquinas que giran alrededor de 1 500 rpm llamadas centrífugas. Luego, los cristales de azúcar obtenidos pasan por una secadora para remover la humedad.

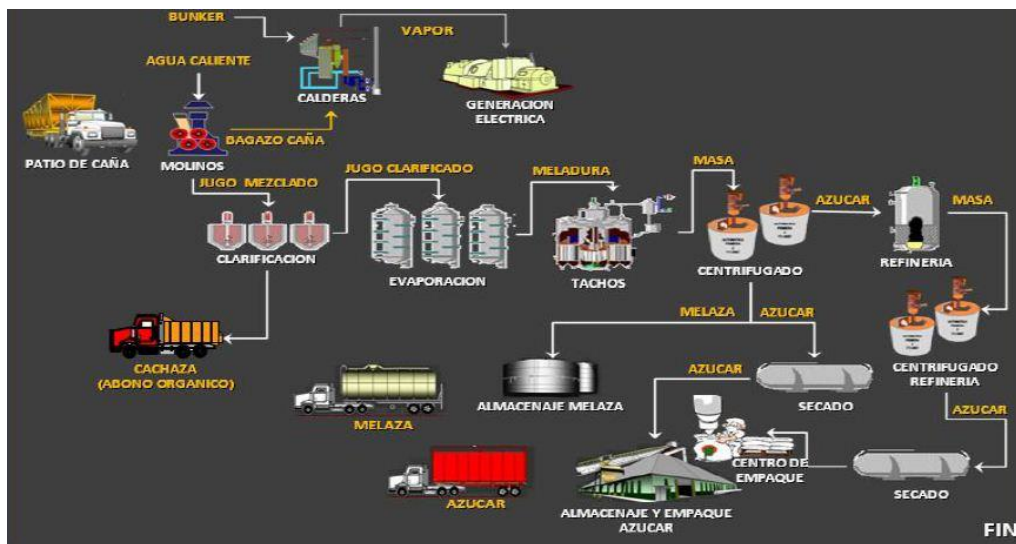
Por otra parte, se tiene el área de refinería. La refinación del azúcar se hace debido a que por el proceso normal de elaboración no es posible alcanzar los parámetros de color que el cliente exige.

Por último, se tiene la generación de energía eléctrica. La industria azucarera es de las más fuertes en Guatemala debido a que produce su propia energía eléctrica. Esto lo hace por medio de calderas que trabajan con bagazo de caña como combustible. El exceso de energía producido se vende a EEGSA

para su distribución. En la figura 1 se puede observar un esquema del proceso de elaboración de azúcar.

Debido a los cambios en el mercado nacional e internacional, la diversificación de productos se hace necesaria para la supervivencia de cualquier industria; por esa razón los azucareros guatemaltecos, al igual que otros productores mundiales de azúcar, apuestan a la diversificación de subproductos derivados del cultivo de la caña de azúcar. Entre los usos que los productores dan a la caña de azúcar, aparte de la producción del endulzante, se encuentran la extracción de melaza y producción de alcohol, carburante más conocido como etanol, con amplio mercado en Estados Unidos.

Figura 1. **Esquema del proceso de fabricación del azúcar**



Fuente: Departamento de Recursos Humanos, Ingenio Santa Ana. *Manual de inducción*. p. 15.

Lo anteriormente expuesto resalta la importancia de la industria azucarera en Guatemala y supone que cualquier mejora en el proceso significa una mejora para la industria y para el país.

Todos los procesos están sujetos a mejora continua, es más, la mejora continua es lo que hace grandes empresas; y en este caso la posibilidad de mejorar se presenta en el proceso de molienda o extracción.

El equipo que realiza la extracción del jugo de caña es el molino; los molinos azucareros han pasado por muchos cambios de diseño permitiendo aumentar de manera significativa la capacidad de molienda, extracción de jugo y confiabilidad. Todas las partes de un sistema de molienda desde su accionamiento motriz hasta el molino propio han mejorado; sin embargo, una de las partes que se ha mantenido igual con el paso de los años es el elemento intermedio.

El elemento intermedio, comúnmente llamado entredós, es una barra cuadrada de acero que transmite el torque generado por la fuerza motriz hacia el molino. El entredós se complementa con dos acoples cuadrados llamados dados. Un dado se instala en la maza superior del molino y el otro se instala en el reductor de baja velocidad; la barra cuadrada conecta a ambos dados transmitiendo la potencia y el torque. Este sistema de transmisión de potencia tiene muchas desventajas tanto mecánicas como de mantenimiento y todo se ve reflejado en altos costos. La tendencia actual es implementar un sistema de transmisión de potencia que evite todas las desventajas que el sistema tradicional tiene.

El motivo de este estudio es analizar una alternativa en sistemas de transmisión de potencia. Dicha alternativa es un equipo relativamente nuevo que transmite la potencia por medio de eslingas de poliéster que se implementó en la industria azucarera alrededor del año 2010.

2. EQUIPOS PARA PREPARACIÓN DE CAÑA

El proceso productivo de azúcar comienza en el campo; una vez madura la planta, la caña se corta y se apila; posteriormente es cargada a jaulas cañeras para su transporte a la fábrica. Cabe mencionar que la caña que llega en jaulas a la fábrica puede ser cortada a granel o mecanizada y, en cualquiera de los dos casos, puede llegar quemada o sin quemar.

El primer paso para la fabricación de azúcar es la preparación de la caña, esto se realiza en el patio de caña. En este lugar la caña que llega del campo se revisa para determinar las características de calidad y el contenido de sacarosa, fibra y nivel de impurezas. Por último, se determina su peso en básculas.

Hasta esta parte del proceso la caña todavía se encuentra como vino del campo; para que un ingenio azucarero sea eficiente la caña debe reducirse a partículas de menor tamaño, adecuadas para el proceso de extracción. Esto se consigue por medio de picadoras y desfibradoras. Se debe tomar en cuenta que el proceso de preparación de caña representa más del 25 % de la demanda total de potencia de la fábrica, por lo tanto, la eficiencia es muy importante.

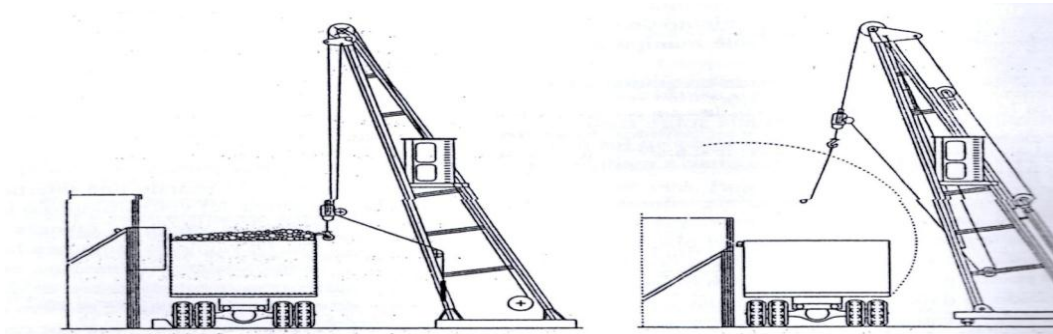
Por la razón descrita anteriormente, el autor del presente trabajo considera importante describir los equipos involucrados en la preparación de caña de azúcar.

2.1. Viradores de jaulas cañeras

La alimentación típica de caña a la fábrica se hace por medio de los viradores de jaulas. Los viradores de jaulas son torres provistas con dos cilindros hidráulicos que producen la fuerza necesaria para voltear las jaulas de caña. Las jaulas son enganchadas lateralmente y las mismas pivotean sobre una bisagra que está colocada en el lado opuesto para ser descargadas. Este sistema permite descargar la caña directamente a las mesas. Por lo general, la capacidad de carga es de hasta 35 toneladas.

Rein, indica que el ángulo de descarga para caña trozada o tallos enteros es de aproximadamente 42 grados, contándose con plataformas que normalmente son capaces de alcanzar un ángulo de descarga máximo de 48 grados.

Figura 2. **Descarga con sistema hidráulico de viradores**



Fuente: REIN, Peter. *Ingeniería de la caña de azúcar*. p. 76.

2.2. Mesas de caña

Son las receptoras de caña las cuales son alimentadas por medio de los viradores. Consiste en un conductor ancho e inclinado que dosifica la caña al conductor, el cual algunos ingenios aprovechan para extraer basura por sistemas de ventilación o para lavar la caña usando agua reciclada. Estas incorporan un sistema de cadenas que arrastra la caña por medio de tablillas sobre las placas de acero que forman la cubierta. Los ángulos de inclinación varían de 18 grados hasta 25 grados. La velocidad de las cadenas está en el orden de 0,20 a 0,35 m/s. Pueden tener desde 22 pies de ancho (si voltean una jaula a la vez) hasta 45 pies de ancho (si voltean dos jaulas a la vez).

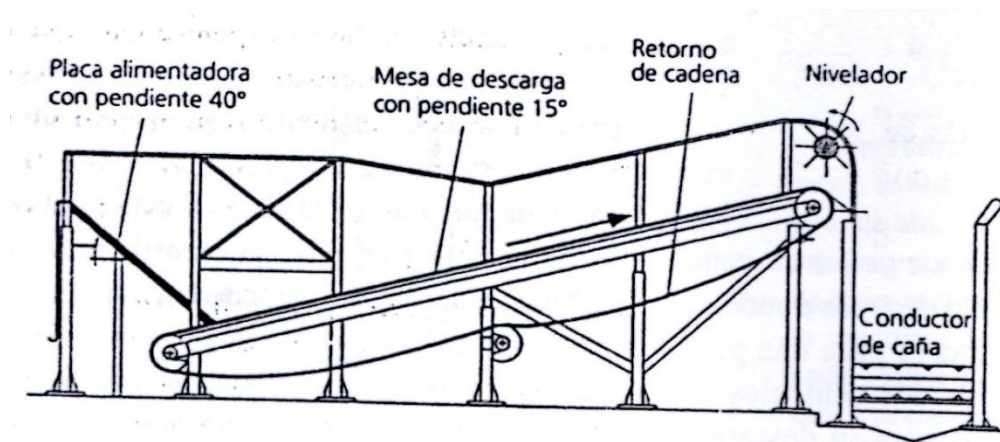
Los materiales más comunes con los que se construyen son:

- Estructura de acero.
- Correderas de acero SAE 5160H.
- Paredes laterales de acero A-36.
- Ejes hechos de tubo de cédula 80 con espigas de acero AISI 1045 o 4340.
- La cadena más común utilizada es la 698 Rivetless.
- Los cojinetes deslizantes motrices son de pedestal con bronce SAE 64 o cojinete de rodillos.
- Los cojinetes deslizantes del eje colero son de pedestal con corredera para tensar cadenas, usualmente de bronce.
- Las tablillas están hechas de tubo cuadrado o angular con espigas que entran en la cadena.

Luego de voltear la caña es necesario lavar con agua no mayor de 40 grados centígrados de los condensados (los condensados provienen de los evaporadores de jugo de caña). No es recomendable, en el caso de corte mecanizado, debido a que tiene muchos puntos de corte y se puede perder mucha sacarosa.

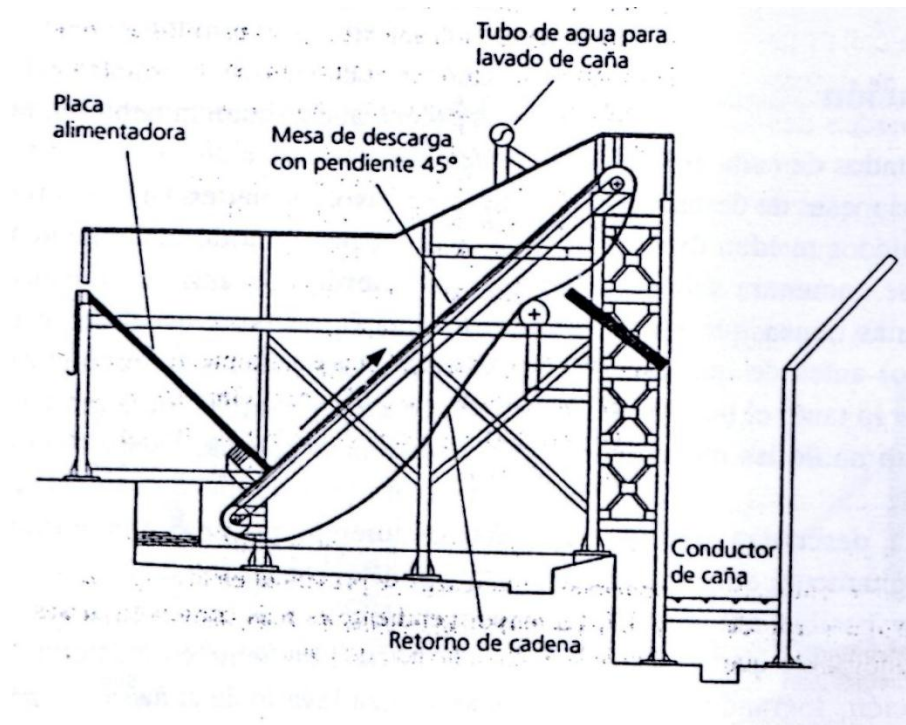
Un nivelador o pateador lento se instala usualmente a la cabeza de la mesa justo antes de la caída de la caña, asegurando que una capa uniforme de caña sea descargada sobre el conductor. Dos variaciones de mesas de descarga se presentan en las figuras 3 y 4. La mayor pendiente es más común en mesas donde se realiza el lavado de caña.

Figura 3. **Mesa de descarga de caña convencional**



Fuente: REIN, Peter. *Ingeniería de la caña de azúcar*. p. 78.

Figura 4. **Mesa de descarga de caña con pendiente de 45°, adecuada para el lavado de caña**



Fuente: REIN, Peter. *Ingeniería de la caña de azúcar*. p. 78.

2.3. Conductores de caña

Los conductores de caña son tableros movedizos que transportan la caña del patio a los molinos y a través de toda la fábrica. Generalmente son de tablilla o bandas de hule.

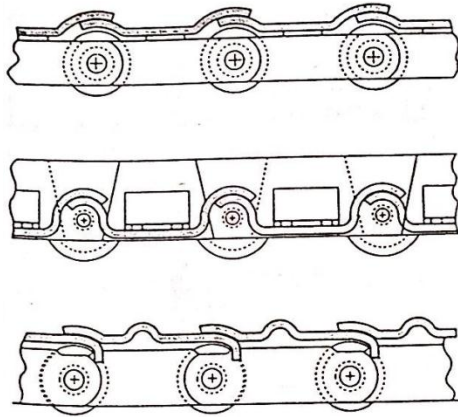
2.3.1. Conductores de tablillas

El ancho del conductor es por lo general igual al ancho de las mazas del molino con tablillas de acero que tienen la misma anchura del conductor y están atornilladas a dos o más cadenas. Según la carga, los ingenios pueden usar dos, tres o hasta cuatro filas de cadena sobre las cuales va instalada la tablilla. Las tablillas normalmente tienen un paso de 150 milímetros y una capacidad nominal de 36 a 45 toneladas. Las tablillas de acero se superponen y, por lo tanto, son ligeramente más anchas que el paso de la cadena. Normalmente se usan cadenas con rodillos para reducir la fricción, debido a que las cargas son elevadas y los conductores son relativamente largos.

Los conductores de tablillas normalmente operan a una velocidad de 0,10 a 0,25 m/s, pero ésta puede llegar a ser tan alta como 0,35 m/s y pueden estar inclinados con un ángulo de hasta 23 grados respecto a la horizontal. Es recomendable utilizar pasadores y bujes de acero inoxidable en la cadena.

Las tablillas no deben ser demasiado gruesas, preferiblemente no exceder 6 milímetros; de modo que, si obstrucciones o atascamientos llegasen a ocurrir, la tablilla se doble en lugar de que la cadena o el soporte se rompan. En la figura 5 se muestran los tipos de tablillas más comunes.

Figura 5. **Diseños de tablillas para conductores de caña**



Fuente: REIN, Peter. *Ingeniería de la caña de azúcar*. p. 89.

Los materiales que se utilizan en los conductores de caña son:

- Estructura de acero.
- Correderas de acero SAE 5160H.
- Paredes laterales de lámina de acero A-36.
- Ejes de acero AISI 4340.
- La cadena más común utilizada es la 2198.
- Los cojinetes deslizantes del eje motriz son de pedestal con bronce SAE 64 o con cojinete de rodillos a rótula.
- Los cojinetes deslizantes del eje colero son tipo take-up con cojinetes o con bronce SAE 64.
- Tablillas de acero A-36.

Los conductores necesitan una detallada inspección periódica, preferiblemente semanal, buscando lo siguiente:

- Desgaste de la cadena (pasadores, rodillos, bujes)
- Desgaste de piñón
- Adecuada tensión de la cadena
- Rotura o ausencia de pernos resquebrajados
- Tuercas desajustadas en los soportes
- Incipiente obstrucción o atascamiento de tablillas
- Rotura o agrietamiento de eslabones o soportes
- Desgaste de los rieles de apoyo

En algunos casos, la cadena de conductores se cambia todos los años y en otros solamente se cambian rodos, bujes, pines y chavetas; es decir, se reutiliza el eslabón de la cadena.

2.3.2. Conductores de banda

La aplicación de conductores de banda es cada vez más frecuente. La ventaja más significativa del uso de los conductores de banda es la facilidad del mantenimiento. Al igual que los conductores de tablillas pueden transportar caña entera y caña preparada.

Rein indica algunas características de instalación específicas para el transporte de caña entera en este tipo de conductor:

- Accionamientos de frecuencia variable con velocidades máximas de 0,5 m/s.
- Distancia cercana (500 milímetros) entre rodillos tensores en el área de descarga donde la caña cae.
- Placas de acero inoxidable instaladas debajo de la banda donde se realiza preparación sobre la banda, para reducir el daño causado por cuchillas desprendidas o trozos de metal.

De la misma manera Rein señala las características específicas de conductores de banda convencionales usados para caña preparada:

- Accionamientos de frecuencia variable con velocidades de banda promedio de 1,5 m/s y máxima de 2 m/s.
- Generalmente el ángulo de inclinación de rodillos es de 20 grados o 35 grados, pero 45 grados también puede ser empleado.
- Placas de acero inoxidable que soporten a la banda donde la caña se descarga desde las picadoras o la desfibradora.
- El ángulo de inclinación de la banda no debe exceder los 22 grados.
- El ancho de la banda es idéntico al ancho del molino, para asegurar una alimentación uniforme en el molino.

2.4. Troceadoras de caña

Su función es incrementar la densidad de la caña en el conductor para que el trabajo de las picadoras sea más eficiente. Básicamente es un rotor de acero en el cual se colocan piezas de metal con forma de cuchilla. El sentido de giro es similar al de las picadoras, es decir, atacando la caña de arriba hacia abajo triturándola contra la mesa alimentadora.

La distancia que existe desde la punta de la cuchilla de la troceadora hasta la mesa alimentadora se denomina *setting*. Este *setting* puede variar de 5 pulgadas a 15 pulgadas dependiendo de la potencia del motor y la velocidad de giro puede variar de 400 a 600 revoluciones por minuto.

2.5. Picadoras de caña

Su función es preparar la caña para mejorar la extracción en el tándem de molinos. Consiste en un eje de acero provisto de cuchillas o machetes que giran a altas velocidades. El rotor típico de máquinas picadoras consiste de un eje sobre el cual se montan 20 o más brazos con soportes de cuchillas. Las cuchillas se fijan en los extremos de cada brazo, los cuales se montan escalonándose angularmente a lo largo del eje.

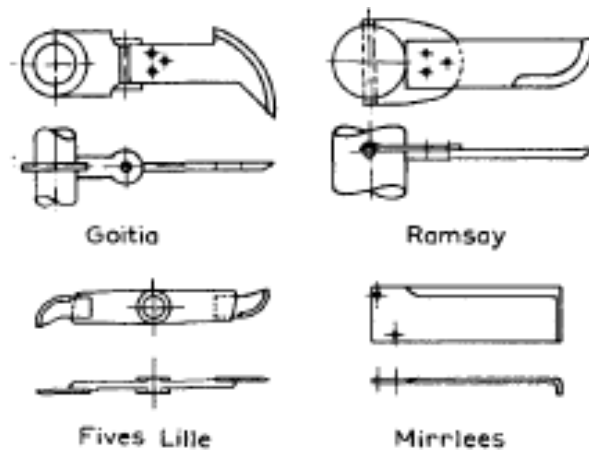
Las cuchillas pueden construirse de manera que sean fácilmente removibles para su reemplazo o reconstrucción. El paso entre cuchillas es típicamente de 150-200 milímetros para primeras picadoras, y 50-75 milímetros en segundas picadoras. El término paso de las cuchillas se aplica a la distancia media, medida paralelamente al eje, que separa dos círculos de rotación

sucesivos. Generalmente el diámetro descrito por la punta de las cuchillas se encuentra en el rango de 1,5 a 2,4 metros.

La fuerza centrífuga y la fuerza de reacción de la caña sobre la cuchilla actúan ambas en la misma dirección, manteniendo a la cuchilla ubicada firmemente en su posición de operación. Las cuchillas generalmente son construidas a partir de platinas de acero templado de aproximadamente 20 milímetros de espesor. Pueden proveerse filos de corte mediante forjado o cortando con gas biseles sobre la cara de ataque que enfrenta a la caña y la cara en la punta. La superficie plana usualmente se protege con una capa de recubrimiento duro que refuerza al borde del corte. A medida que el acero de la cuchilla se desgasta, el recubrimiento duro permanece y mantiene la arista de corte afilada. En la figura 6 se muestran los tipos de machetes que existen para picadoras de caña.

El tamaño de una picadora puede variar en la medida en la que se incrementa la cantidad de cuchillas o machetes. Las picadoras que se usan al inicio tienen entre 20 y 40 cuchillas y un *setting* entre 15 pulgadas y 30 pulgadas. Las picadoras que se usan al final, antes de entregar la caña al primer molino, pueden tener hasta 100 y en algunos casos hasta más cuchillas con un *setting* de $\frac{1}{2}$ pulgada o $\frac{3}{4}$ de pulgada. Normalmente giran a velocidades entre 600 y 750 revoluciones por minuto.

Figura 6. **Tipos de cuchillas para picadoras**

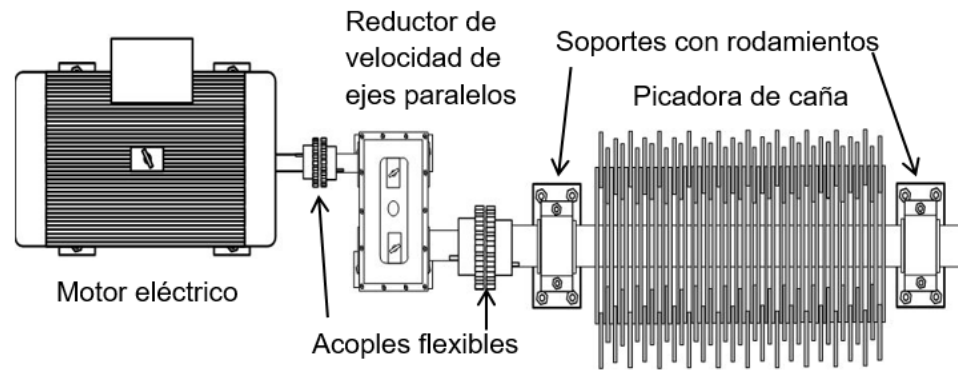


Fuente: HUGOT, E. *Manual para ingenieros azucareros*. p. 42.

El tipo de cuchilla más utilizado es el Mirrlees.

En las picadoras el consumo de potencia varia normalmente entre 15 y 20 Hp/Ton fibra/h, es decir, que un tándem de 500 ton/h con trece por ciento de fibra se tendrá: $500 * 0,13 = 65$ ton/h de fibra. Entonces se necesitan $65 * 20 = 1\ 300$ Hp. En la figura 7 se muestra un arreglo típico de una picadora de caña. La figura muestra un motor eléctrico, acoplado a un reductor de velocidad de ejes paralelos el cual se encuentra acoplado a la picadora en sí.

Figura 7. **Configuración típica de picadora**

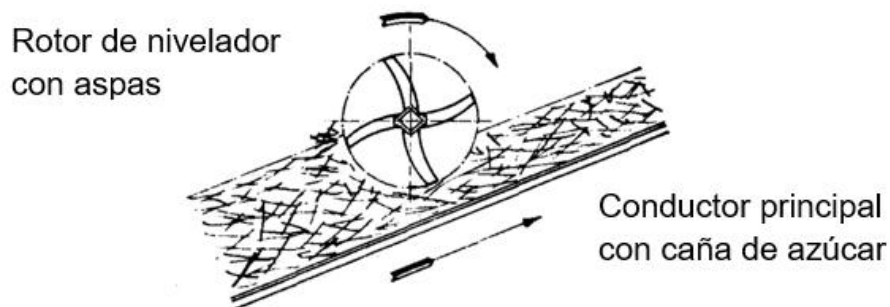


Fuente: elaboración propia.

2.6. Nivelador

El término nivelador se usa para describir un aparato calculado para igualar la distribución de la caña en el conductor y para nivelar el colchón de caña en cierta forma. La figura 8 muestra la dirección de giro de un nivelador.

Figura 8. **Nivelador**



Fuente: HUGOT, E. *Manual para ingenieros azucareros*. p. 39.

Los niveladores de caña se emplean sobre el conductor principal que alimenta a las picadoras o a la desfibradora. Los niveladores regularizan la carga sobre los equipos de preparación subsecuentes y ayudan a reducir la incidencia de atoramientos. Típicamente los niveladores operan a velocidades relativamente bajas y con una altura de 500 a 1 500 milímetros sobre el conductor. Las cuchillas niveladoras efectúan un mínimo trabajo de preparación y los requerimientos de potencia son bajos. El motor generalmente tiene que ser dimensionado para hacer frente, ocasionalmente a grandes montones de caña que de otro modo causarían un atoramiento en las picadoras, pero el consumo promedio de potencia es pequeño.

2.7. Desfibradora

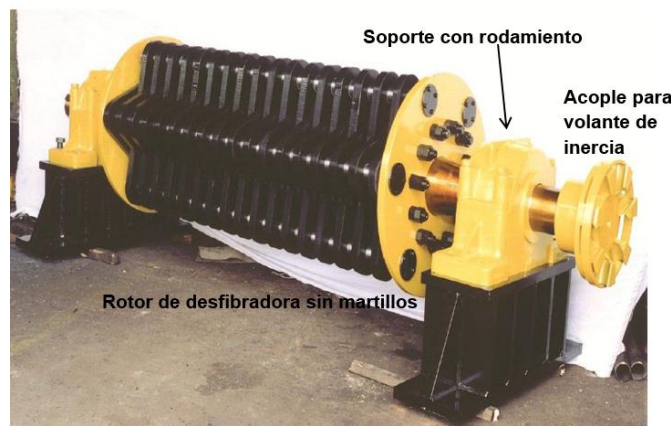
La desfibradora es un aparato que se emplea para completar la preparación y la desintegración de la caña y facilitar así la extracción del jugo por los molinos. Consiste en un rotor provisto de martillos, muy similar a las picadoras, se complementa con un rodo alimentador cuya función, como su nombre lo indica, es alimentar a la desfibradora de caña.

El sentido de giro del rotor es atacando la caña de abajo hacia arriba recibéndola del rodo alimentador y triturándola contra una plancha denominada yunque, el cual tiene un juego de tornillos y resortes para ajustar el *setting* (el *setting* se mide entre la punta del martillo y el yunque). La principal función de las barras del yunque es retornar a las partículas dentro de la trayectoria de los martillos de manera que puedan ocurrir más impactos.

Rein indica que el rotor gira entre 1 000 y 1 200 revoluciones por minuto describiendo diámetros de barrido en el rango de 1,4 metros hasta por encima de 1,9 m, lo que resulta en velocidades periféricas de las puntas de aproximadamente 100 m/s, con un rango entre 65 y 110 m/s.

Los martillos se posicionan dejando una estrecha holgura entre la punta del martillo y el yunque que cuenta con barras localizadas en posiciones angulares apropiadas respecto a la rotación de los martillos. La figura 9 y la figura 10 muestran un rotor y el rodo alimentador respectivamente de una desfibradora COP-5.

Figura 9. **Rotor de desfibradora COP-5**



Fuente: Diplomado en ingeniería azucarera, Escuintla, octubre 2014.

Figura 10. **Rodo alimentador de desfibradora COP-5**



Fuente: Diplomado en ingeniería azucarera, Escuintla, octubre 2014.

2.8. Separador magnético o electroimanes

Son sumamente importantes al final de los conductores de caña para preservar la vida de los dientes de las mazas de los molinos debido a que es imposible prevenir la entrada de pedazos de metal al sistema.

El sistema más común utiliza un electroimán suspendido por encima de un conductor de banda. En este caso es deseable operar lentamente la banda con un delgado colchón de caña picada de manera que todos los pedazos de metal puedan ser removidos.

3. MOLINO AZUCARERO CONVENCIONAL

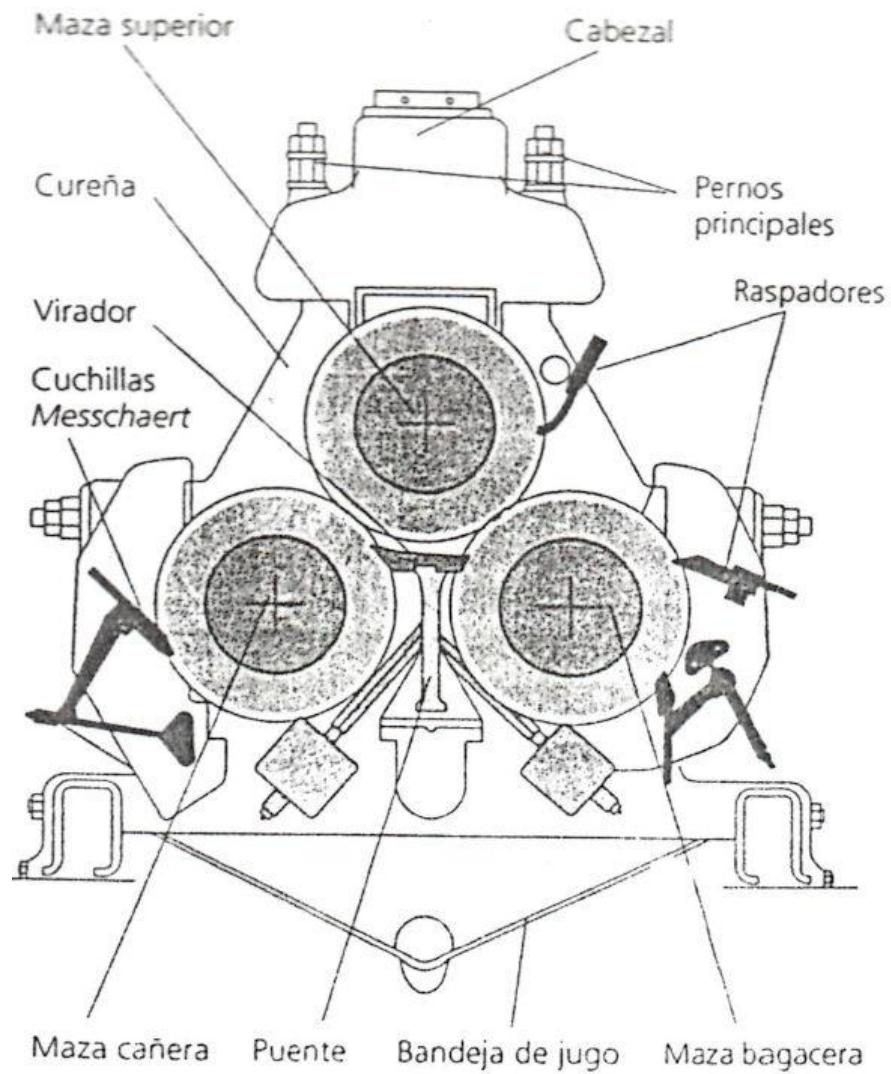
El objetivo principal de este capítulo es dar a conocer las partes en las que se compone un molino azucarero, equipo de vital importancia para los objetivos de esta investigación.

La caña de azúcar está conformada por tres componentes principales: fibra, sólidos disueltos y agua. La sacarosa, que es el compuesto que luego se convierte en cristales de azúcar, se encuentra como sólido disuelto. El objetivo principal de la molienda de caña es separar el jugo, que contiene la sacarosa, del resto de la caña, para lo cual se utilizan los molinos azucareros.

Un molino azucarero es la combinación de tres rodillos o mazas en forma triangular, todos soportados por dos piezas macizas de fundición en cada extremo llamadas vírgenes. Algunos molinos están provistos de una cuarta maza o maza de alimentación. En la figura 11 se puede observar un esquema de un molino convencional azucarero.

En los molinos la caña es exprimida usando grandes presiones entre pares de mazas. Los molinos están diseñados para extraer tanto jugo (agua disponible + sacarosa + no azúcares) como sea posible de la fibra insoluble. El residuo de la caña después de que se ha extraído el jugo se denomina bagazo. El jugo se bombea a la fábrica para convertirse en cristales de azúcar y la fibra es llevada a calderas por medio de conductores donde es utilizada como combustible.

Figura 11. **Molino convencional azucarero**



Fuente: REIN, Peter. *Ingeniería de la caña de azúcar*. p. 127.

3.1. Componentes de un molino azucarero convencional

Un molino azucarero convencional se compone, esencialmente, de las siguientes partes:

- Vírgenes
- Mazas
- Cojinetes deslizantes
- Cilindros hidráulicos o cabezotes
- Piñones o coronas
- Cuchilla central
- Raspadores o peines

3.1.1. Virgen

Rein describe la virgen como una estructura robusta de acero fundido encargada de soportar todas las partes del molino y que va anclada fijamente por medio de pernos a su cimentación. La virgen debe ser flexible para permitir diferentes tamaños de mazas y ajustes de las aberturas. Las dimensiones de la virgen dependen de caña a moler en toneladas y de las fuerzas que tiene que tolerar. La figura 12 muestra una virgen sin ningún equipo montado.

3.1.2. Mazas

La maza de un molino consiste en un eje sobre el cual se ajusta un cilindro o camisa de hierro fundido por contracción térmica. Un molino típico tiene tres mazas: superior, bagacera y cañera. Estas mazas son las que realizan la

compresión de la caña para extraer la mayor cantidad de jugo posible. Existe una cuarta maza que sirve de alimentación forzada del molino, pueden ser más. La figura 13 muestra la disposición de las mazas en un molino azucarero.

Figura 12. **Virgen de molino azucarero**



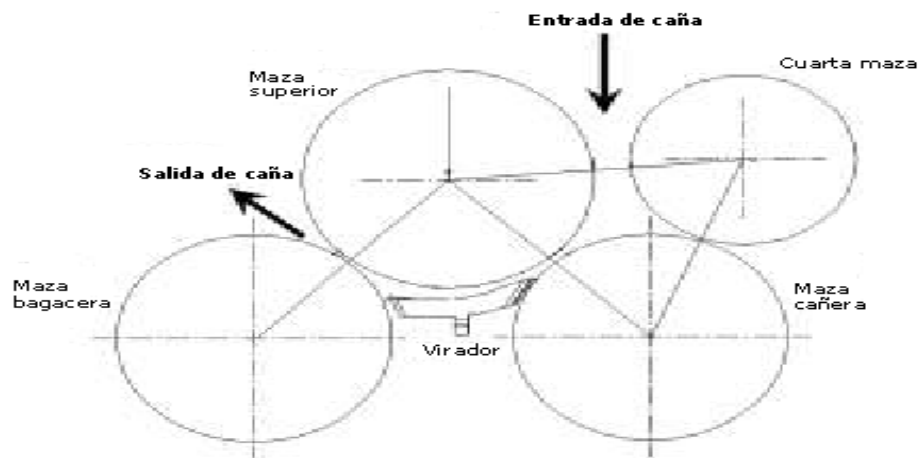
Fuente: elaboración propia.

3.1.2.1. Eje de mazas

Consiste en un cilindro macizo de acero forjado AISI 4140 cuya longitud varía según la distancia entre vírgenes, siendo la longitud total del eje aproximadamente de 182,75 pulgadas. En los extremos del eje se maquinan muñones que son los que se asientan sobre los cojinetes deslizantes de la virgen.

Los extremos de los ejes se denominan lado espiga y lado corona. Usualmente, en ambos lados de los ejes se colocan engranes (coronas) para transmitir potencia y movimiento entre mazas a excepción de la maza superior en la cual se maquina un cuadrado en el lado espiga para montar el acople que transmite la potencia del motor.

Figura 13. Disposición de mazas en un molino azucarero



Fuente: *Design of two bearings with sealing system for the top roll shaft of sugar cane mill.*

http://www.scielo.org.ve/scielo.php?pid=S025407702005000300006&script=sci_arttext.

Consulta: 12 de marzo de 2016.

3.1.2.2. Camisa de maza

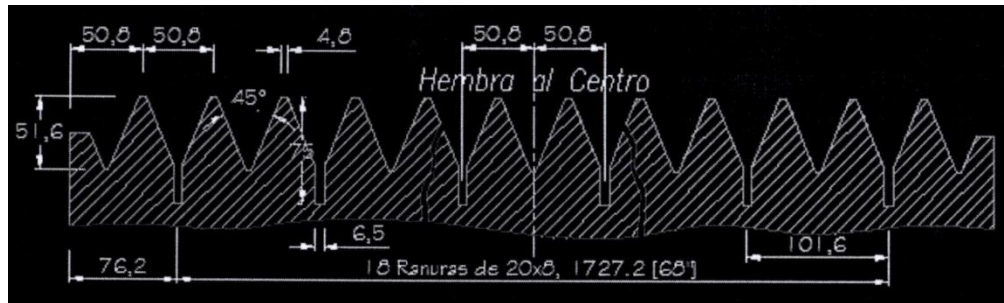
Consiste en un casco de hierro fundido en cuyo interior se ajusta el eje, su longitud varía, siendo aproximadamente de 78 pulgadas. El diámetro interno de la camisa es menor al diámetro del eje en milésimas de pulgada.

En la camisa es donde se maquina el rayado; el rayado es la configuración que se le da a cada maza para fabricar el diente. El tipo de rayado más común es el circular. Para hacerlas se tallan en las camisas describiendo círculos completos en un plano perpendicular al eje y regularmente distribuidas en la periferia.

La sección de la ranura es triangular con ángulos de hasta 50 grados para las cuatro mazas. Para no dejar aristas y evitar quebraduras, las puntas y el fondo se truncan a un ancho de 1/8 de pulgada.

El paso del rayado es la distancia medida horizontalmente de centro a centro de dientes o de centro de punta a centro de punta, regularmente es de 2 pulgadas. La profundidad es la distancia de punta a fondo y varía de acuerdo al ángulo. En la figura 14 se muestra la configuración más común de rayado de maza.

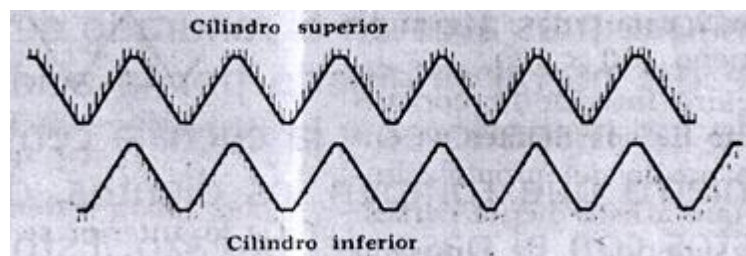
Figura 14. **Rayado de maza**



Fuente: Diplomado en ingeniería azucarera, CENGICAÑA, Escuintla, octubre 2014.

El rayado de los tres cilindros se hace de manera que los dientes del cilindro superior engranen en las ranuras de los cilindros inferiores, es decir, punta o macho al centro en la superior y fondo o hembra al centro de las inferiores. Esto da un área de contacto que permite la fluidez del jugo a través de las áreas de las ranuras que no tienen un contacto muy ajustado. La figura 15 muestra como engrana la maza superior con las mazas inferiores (maza cañera y maza bagacera).

Figura 15. **Engrane de mazas**



Fuente: Diplomado en ingeniería azucarera, CENGICAÑA, Escuintla, octubre 2014.

En la figura 14 se observa que en el fondo del rayado se encuentra un pequeño espacio, un drenaje llamado ranura *measchaerts*. Este tipo de rayado es muy útil en la maza cañera para drenar el jugo, sin embargo, tiende a debilitar la maza en rayados muy pequeños.

Los problemas que más afectan el rayado de las camisas son: desgaste del metal originado por la acidez del jugo, rozamiento de los raspadores y la cuchilla central, paso de pedazos de metal que rompen los dientes, desgaste por fricción de estos con el paso del bagazo. Estos problemas son críticos, una maza solo puede tener un desgaste máximo de 6 por ciento de su diámetro (Rein 2012).

3.1.3. Cojinetes deslizantes de molinos

El principal objetivo de los cojinetes deslizantes es soportar las mazas de los molinos y mantener condiciones de temperatura y deslizamiento en los muñones de las mazas. Rein nos indica que los cojinetes deslizantes de molinos son normalmente de construcción hueca (partida), sea de fundición entera de bronce o comprendiendo una carcasa soporte de acero con una teja de bronce. La mitad inferior del cojinete deslizante de la maza superior es maciza y de bronce. Una aleación típica para cojinetes deslizantes de molinos comprende 84 % cobre, 10 por ciento de estaño, 3 por ciento de plomo y 3 % de zinc, pero otras aleaciones son también usadas.

Agua de refrigeración se hace circular a través del cojinete deslizante. Las salidas del agua son usualmente dirigidas sobre bandejas abiertas donde su

temperatura puede ser revisada para alertar sobre cualquier problema incipiente.

A lo que lubricación se refiere, Rein, indica que la máxima presión permisible para cojinetes deslizantes de bronce es usualmente de 9,0 a 11,0 mega pascales, dependiendo del diseño y de la lubricación. Debido a la presión extremadamente alta y a la velocidad baja, se requiere utilizar un lubricante de viscosidad elevada, pero con buenas características de flujo.

Existen dos sistemas principales de lubricación de molinos:

- Sistema Lincoln: está compuesto por un motor neumático que funciona mediante presión de aire comprimido y por una bomba acoplada a este. Por medio de una red conduce grasa hacia los inyectores colocados en cada una de las coronas.
- Sistema de Farval: este sistema está diseñado para suplir ya sea aceite o grasa hacia una gran cantidad de cojinetes deslizantes en simples o múltiples aplicaciones de maquinaria usando una red cerrada de tuberías ya establecida. Cuenta con un reservorio para el lubricante donde va colocada una bomba de desplazamiento positivo, una válvula inversora, un interruptor encargado de parar la bomba cuando se ha cumplido un ciclo e inyectores encargados de distribuir el lubricante a la entrada de cada cojinete deslizante.

3.1.3.1. Construcción y materiales de cojinetes deslizantes

Para el caso de los cojinetes deslizantes superiores e inferiores con caja de acero y asiento de bronce, se recomienda la caja en acero SAE 1030 y asiento en bronce SAE 64. Otras denominaciones del bronce SAE 64 son la ASTM B-584 C 93700, ISO 1338, DIN 1716. Algunos técnicos prefieren el bronce SAE 67, asumiendo que el mayor contenido de plomo le da más bajo coeficiente de fricción. Esto es cierto, pero lo vuelve más suave y más propenso a desgaste. Por esta razón, bajo altas cargas se comporta mejor el bronce SAE 64, su distribución de plomo es más uniforme y su desgaste es menor debido a su mayor dureza. Por la misma razón, el eje tiende a tener menos desgaste debido a que no hay partículas desprendidas.

Si se usan tornillos para la sujeción de las tejas deben ser de bronce latonado debido a que es el más resistente a la tensión. Es aconsejable que el agua de enfriamiento tenga contacto directo con la teja de bronce para una mejor transferencia de calor.

3.1.4. Cilindros hidráulicos o cabezotes

Cuando la caña preparada entra en un molino para extraerle el jugo, forma un colchón de bagazo que tiende a levantar la maza superior. Este fenómeno se conoce como flotación, para corregirlo, en cada extremo de la maza se coloca un cilindro hidráulico o cabezote que, por medio de fuerza hidráulica, contrarresta esta flotación. La figura 16 muestra la forma de un cabezote hidráulico.

Este cabezote consiste en un cilindro que contiene en su interior un pistón que mantiene una presión aproximada entre 18 y 30 mega pascales. Esta presión hidráulica llega al pistón por medio de una tubería de aceite a presión que la obtiene a través de un acumulador.

El acumulador de presión es un cilindro que contiene un globo inflado con nitrógeno que se comprime y se dilata cuando la maza superior se levanta y desciende, de modo de que balancea y proporciona, en cada extremo, el grueso del bagazo que pasa por ella.

Entre el acumulador y los molinos se instala una bomba cuyo objetivo es introducir el aceite en la tubería, ponerlo bajo presión y levantar el acumulador a su posición inicial de trabajo.

Figura 16. **Cabezote hidráulico**



Fuente: Diplomado en ingeniería azucarera, CENGICAÑA, Escuintla, octubre 2014.

3.1.5. Piñones o coronas

Los piñones o coronas de molinos no son engranes de transmisión de potencia convencionales debido a las condiciones inusuales en las que trabajan los molinos.

Rein, indica que los piñones utilizados para transmitir potencia a las mazas cañera y bagacera a partir de la maza superior deben ser capaces de operar en un rango relativamente amplio de distancias entre centros, para acomodar así diferencias de tamaño de mazas y ajustes, además del desalineamiento axial por la flotación de la maza superior. Para satisfacer estos requerimientos especiales, el perfil que usualmente se utiliza es un arreglo que cuenta con dientes más largos de mayor adendum y dedendum, más juego entre dientes y un perfil del diente más curvado. Como consecuencia la eficiencia de transmisión se reduce hasta 85 % a 90 % (comparada con el 96 % para piñones con involuta estándar bajo condiciones similares).

Con este perfil, el ángulo de contacto de los piñones operando en el punto óptimo o distancia media entre centros es de aproximadamente 25 grados desde la tangente circunferencial (es decir 65 grados de la dirección radial).

La mayoría de diseños de molinos tiene todos los piñones sobre el lado del accionamiento, aunque algunos cuentan con piñones dobles o alternantes, donde uno de los piñones está en el extremo libre para balancear las fuerzas de separación.

Las elevadas presiones y bajas velocidades de contacto sobre los dientes de los piñones demandan un lubricante de elevada viscosidad. Esta lubricación se efectúa con un baño de aceite.

3.1.6. Cuchilla central

La cuchilla central, también llamada virador, es una pieza de hierro fundido de grano fino, hierro fundido con grafito esferoidal o materiales equivalentes cuyo objetivo es dirigir la caña desde la entrada a la maza cañera hasta la salida de la maza bagacera. La cuchilla central va colocada en medio de la maza cañera y bagacera, debajo de la maza superior montada sobre el puente. El puente realiza el soporte de la cuchilla central a la altura deseada. Generalmente presenta un mecanismo adicional para permitir empujar la cuchilla central desgastada hasta que se acoplen ajustadamente sobre los flancos de los dientes de la maza.

3.1.7. Raspadores o peines

Son piezas que sirven como limpiadores de los fondos de las mazas bagacera y cañera evitando así reducción de área disponible para drenado y aumentando la capacidad de compresión. Debido a que las fuerzas a las que se someten los raspadores son mucho menores a las fuerzas que sufre la cuchilla central, los materiales para su fabricación son de menores especificaciones, usualmente hierro fundido

3.2. Accionamiento de molinos azucareros

Durante mucho tiempo la turbina de vapor fue la mejor opción para mover los molinos azucareros de la mayoría de ingenios del mundo. A principios y mediados del siglo veinte se introduce el motor eléctrico para cumplir esta función. Ambas opciones presentan ventajas y desventajas que se mencionan

posteriormente, sin embargo, la principal finalidad de utilizar el motor eléctrico es optimizar el uso del vapor generado en las calderas por medio del bagazo. En lugar de utilizar el vapor generado para mover las turbinas se usa en turbogeneradores que son más eficientes. Estos producen un excedente de energía eléctrica que alimenta a los motores eléctricos. A continuación, se presentan detalles de ambos accionamientos.

3.2.1. Motor eléctrico

Rein, señala que en la actualidad el accionamiento eléctrico preferido es el motor de corriente alterna de inducción estándar con rotor jaula de ardilla, alimentado con un variador electrónico de frecuencia y voltaje apropiado.

Las ventajas que presentan los motores eléctricos son las siguientes:

- Eficiencia energética
- Facilidad de control
- Reducción de mantenimiento

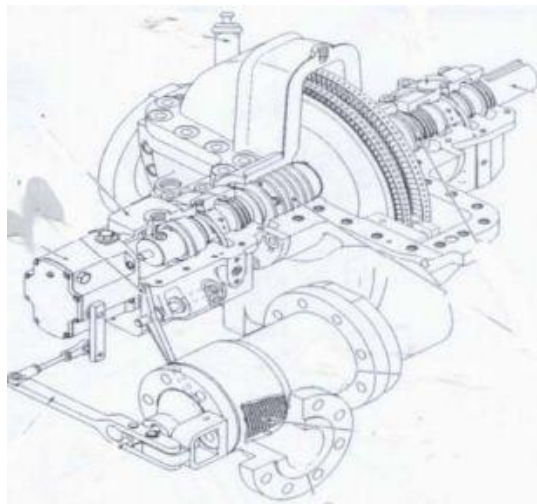
Las desventajas son:

- Se requieren de estaciones de generación más grandes (turbogeneradores).
- Puede requerir entrenamiento adicional del personal eléctrico no familiarizado con la electromecánica.

3.2.2. Turbinas de vapor

Las turbinas de vapor convierten la energía térmica del vapor en energía mecánica. Regularmente son turbinas de contrapresión de una etapa, del tipo de impulsión (curtís). El rotor de la turbina está compuesto por dos ruedas y el eje donde van montadas. Cada rueda lleva en su periferia una fila de alabes. Los alabes están ensamblados por un extremo con espiga de cola de milano a las ruedas. En el extremo exterior los alabes se aseguran entre ellos en grupos (segmentos) por medio de bandas de acero a las cuales se remachan. La razón para asegurar los alabes en segmentos es que, entre cada dos segmentos, queda un espacio libre que permite la expansión y dilatación por temperatura. En la figura 17, se muestra una turbina tipo impulsión de una etapa.

Figura 17. **Turbina de vapor tipo impulsión de una etapa**



Fuente: Dresser valves. *Catálogo Dresser Rand*. p. 2.

Hugot indica que trabajando a 21 Kg/cm^2 y 346 grados centígrados en la admisión y $1,5 \text{ Kg/cm}^2$ en el escape, una turbina de dos etapas y buen diseño debe tener un consumo de, aproximadamente, 1 kilogramo de vapor por cada caballo de fuerza de acuerdo con la carga y la velocidad.

Las ventajas que presentan las turbinas de vapor son las siguientes:

- Evita la doble transformación y el transporte de energía que exigen los molinos eléctricos.
- Permite una gran variación en las velocidades de cada molino sin graves abatimientos en el rendimiento.
- Tienen un buen par en el arranque, generando par de hasta 180 % el torque a carga máxima.
- Descarga vapor de escape sin contaminación de aceite, menor número de instalaciones, personal de vigilancia y personal de mantenimiento.
- Holguras amplias entre elementos rotativos.
- Empujes axiales mínimos.

Las condiciones de operación de las turbinas varían por las condiciones de carga que se dan entre un molino a otro. Así la velocidad de operación como la potencia generada entre cada turbina es distinta. La mayoría de las turbinas de los molinos cañeros operan con velocidades entre 3 600 y 5 000 revoluciones por minuto, y esa velocidad se reduce para que los molinos operen con velocidades entre 3 y 8 revoluciones por minuto. Para lograr esas reducciones de velocidad se instala un tren de reductores de velocidad, tema que se profundizará posteriormente.

3.3. Requerimientos de potencia en accionamiento

Hugot indica que la potencia consumida por un molino depende de muchos factores:

- La tasa de molienda (potencia \propto flujo de fibra).
- Velocidad del molino (potencia \propto velocidad x torque).
- Configuración del molino (número, tamaño y disposición de mazas).
- Pérdidas de potencia en cojinetes, cuchilla central y fricción en la tolva de alimentación forzada.
- Método de alimentación del molino.
- Ajustes del molino.
- Carga hidráulica aplicada sobre la maza superior (potencia \propto a la carga aplicada).

3.4. Transmisiones

Ya sea motor eléctrico o turbina de vapor, ambos accionamientos giran a mayores velocidades que las que requiere el molino. Para reducir esta velocidad se utilizan reductores en tres etapas. Estas etapas se denominan como: reducción de alta, reducción de media y reducción de baja.

La reducción de alta es la que recibe directamente la velocidad, potencia y torque del accionamiento. Usualmente se emplean engranajes cilíndricos helicoidales, bihelicoidales precisos o engranajes paralelos rectos, normalmente con dientes endurecidos. Estos engranajes se encierran en una carcasa con

lubricación por salpique o alimentada a presión. El lubricante es enfriado por medio de un intercambiador de calor por el cual circula agua.

Los reductores de media velocidad son de ejes paralelos del tipo bi-helicoidal, de simple reducción o de doble reducción y reciben entre 1 200 y 2 500 revoluciones por minuto provenientes del eje de salida del reductor de alta y entregan de 5 a 40 revoluciones por minuto en la salida. Tanto los reductores de alta como de media velocidad tienen varias ventajas: operar con bajo ruido, potencias altas, ocupan poco espacio y el empuje axial es mínimo.

La última etapa de reducción regularmente es un conjunto de piñón y catarina. Esta reducción se caracteriza porque la relación del número de dientes de la catarina con respecto del piñón es muy alta. La catarina y el piñón son engranajes del tipo de dientes rectos con perfil de involuta; esto hace que puedan transmitir sin empuje ni desplazamiento axial, son silenciosos y transmiten grandes potencias.

En años recientes se están utilizando reductores de velocidad tipo planetarios que son más eficientes, ocupan menos espacio y su mantenimiento es menos complicado y costoso.

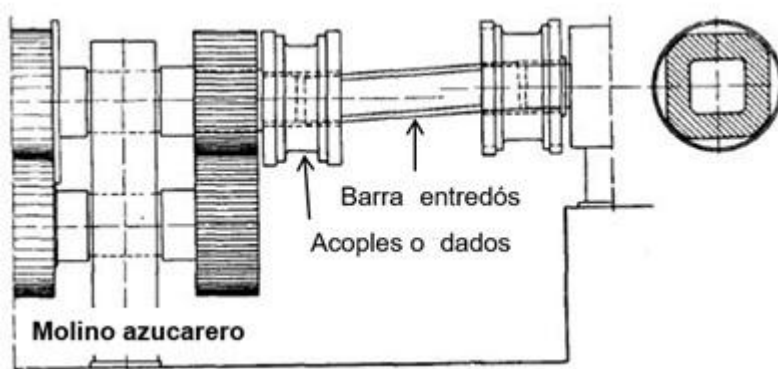
3.5. Acople entre reductor y molino

El acople que conecta la última etapa de reducción con la maza superior del molino consiste en una barra cuadrada de acero AISI 1045 de aproximadamente 1,5 a 3,0 metros de longitud llamada comúnmente como

entredós y dos acoples de sección cuadrada, generalmente de hierro fundido, llamados dados.

El montaje, como se muestra en la figura 18, consiste en un dado que se instala en el reductor de velocidad y otro que se instala en la espiga de la maza superior del molino. Entre los dados se instala el entredós, encargado de transmitir el torque a la maza superior del molino y esta, a su vez, transmite el torque a las demás mazas por medio de las coronas.

Figura 18. **Barra conectora entredós y acoples**



Fuente: REIN, Peter. *Ingeniería de la caña de azúcar*. p 171.

Rein hace mención de un problema inherente de este tipo de acople, el desalineamiento. Los engranajes de las transmisiones de molinos están usualmente montados sobre ejes fijos para mantener un alineamiento preciso de los dientes; mientras tanto la maza superior está diseñada para operar 20 milímetros por encima de su posición de reposo y para ser capaz de flotar verticalmente hacia arriba otros 15 milímetros

más bajos; estas condiciones anormales producen el problema de desalineación.

Otras desventajas del acople tradicional de barra cuadrada y dados son:

- Generan un empuje entre el molino y el reductor de velocidad lo que resulta en desgaste de los componentes del molino y en fallas en los rodamientos del reductor.
- En caso de alguna rotura transversal del eje del molino, el reductor podría dañarse gravemente debido al empuje generado resultante.
- Aplican momentos de flexión sobre el eje del engrane del reductor, lo que provoca el desalineamiento de los dientes debido a los espacios libres en los rodamientos, lo cual resulta en un deterioro prematuro y fallas.
- Son ineficientes y la pérdida de energía puede afectar el desempeño del molino cuando la disponibilidad de energía es marginal.

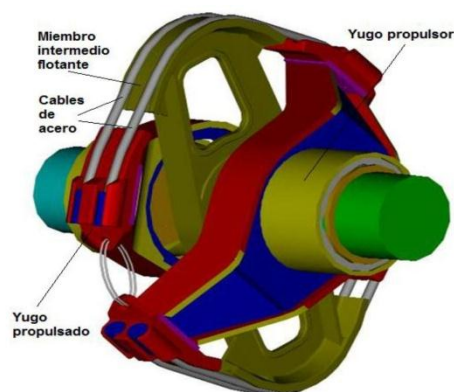
Para evitar estos problemas han sido fabricados otros tipos de acoples como el eje cardán y el acople tipo eslabón; sin embargo, aunque son soluciones elegantes, suelen ser costosas y no solucionan del todo el problema de desplazamiento axial.

Aunque todas estas desventajas son bien conocidas por los técnicos azucareros los acoples de barra cuadrada siguen siendo los más comunes en la aplicación de molinos azucareros.

4. ACOUPLE FLEXIBLE DE ESLINGAS DE POLIÉSTER

Una de las mejores alternativas para los acoples tradicionales de barra cuadrada y dados son los acoples para desalineamiento múltiple. Este tipo de acople se introdujo en 1987 en la fábrica de azúcar Umfolozi en Suráfrica. Rein establece que el principio de trabajo está basado en la transmisión del torque a través de cables de acero a tensión entre los brazos de yugos enfrentados que se montan sobre los ejes del molino y de la maza. Estos elementos flexibles forman pares balanceados en un plano normal al eje del acople, permitiendo eliminar con un solo acople los grandes momentos flectores y generación de empuje axial que normalmente resultan del desalineamiento axial y radial entre la transmisión y la maza superior. La figura 19 muestra el esquema de un acople para desalineamiento múltiple de cables de acero.

Figura 19. **Acople de desalineamiento múltiple de cables de acero**



Fuente: TOSIO, C.T.; LEWINSKI, J. *Nueva generación de los acoplamientos para molinos*. p 4.

4.1. Historia de la nueva generación de acoples para molinos

La unión entre la última reducción de velocidad y los molinos sigue siendo la parte más tradicional en la mayoría de los equipos de molienda de caña de azúcar. Esta parte como se ha mencionado con anterioridad, consta de una barra cuadrada y dos acoples cuadrados llamados dados. Los ejes de las mazas, así como los ejes de los reductores, incluyendo los reductores más modernos, vienen originalmente con las terminaciones cuadradas preparadas para usar los acoples tradicionales. Uno de los dados, colocado generalmente del lado del reductor, está diseñado para funcionar como fusible – un limitador de torque rudimentario; rompiéndose en caso de sobre torque protegiendo así las máquinas conectadas.

Para evitar las desventajas de los acoples tradicionales de barra cuadrada y dados se diseñaron nuevos acoples conocidos como acoples de miembro intermedio flotante. Sus precursores fueron los acoples de eslabones rígidos y rótulas instalados por primera vez en Suráfrica y por eso se les conocen popularmente como acoples surafricanos. La evolución de los acoples de miembro intermedio flotante empieza con los acoples de eslabones rígidos y rótulas, seguidos por los acoples de cable de acero y, por último, se fabricaron los acoples flexibles de eslingas de poliéster en dos diseños.

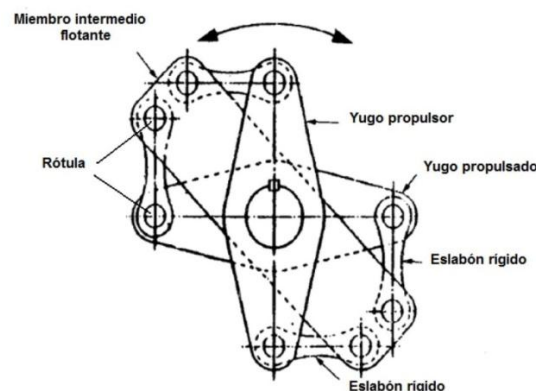
Un acople de miembro intermedio flotante consiste fundamentalmente de cuatro partes: yugo propulsado, yugo propulsor, miembro intermedio flotante y conectores. Los conectores se encargan de unir los yugos con el elemento intermedio flotante y de transmitir torque y potencia.

Todas las partes de los acoples han variado con el paso de los años, pero los que han sufrido cambios drásticos son los conectores, los que le dan nombre al acoplamiento.

4.1.1. Acoples de eslabones rígidos y rótulas

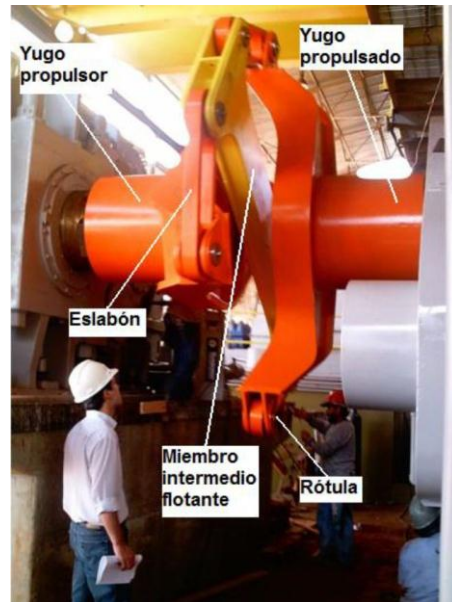
En este acople el yugo propulsor y el yugo propulsado están conectados con un elemento intermedio flotante por medio de eslabones rígidos y rótulas. Este arreglo permite la compensación de amplio desalineamiento lateral y axial entre los ejes conectados. La forma de los brazos de los yugos permite amplio movimiento axial el cual puede ocurrir en caso del rompimiento del eje del molino protegiendo así el reductor del severo daño. La figura 20 y la figura 21 muestran un esquema y una fotografía de este acople respectivamente.

Figura 20. Esquema de acople de eslabones y rótulas



Fuente: TOSIO, C.T.; LEWINSKI, J. *Nueva generación de los acoplamientos para molinos*. p 3.

Figura 21. **Imagen de acople de eslabones rígidos y rótulas**



Fuente: TOSIO, C.T.; LEWINSKI, J. *Nueva generación de los acoplamientos para molinos*. p 3.

4.1.2. Acoples de cables de acero o cuerda

Este acople, llamado acople de cuerda, trabaja con el principio de transmisión de torque a través de cables de acero que sustituyeron a los eslabones y rótulas a tensión por medio de yugos que van montados al eje de la maza superior del molino y al eje de salida de transmisión de baja velocidad; en su momento, se consideró mejora de los acoples de eslabones y rótulas.

El cable de acero y su forma de fijación a los yugos resultaron no ser suficientes para las desalineaciones reales que se tienen en los molinos modernos, tomando en cuenta también la tendencia de aumentar la flotación de

la maza superior de los molinos, superando al doble los datos que se tenían en el momento de diseñar estos acoples. La fatiga del material de los cables resultó ser el problema principal y las modificaciones pertinentes para reforzar el cable están provocando que las fuerzas que se generan entre las partes conectadas aumente de manera significativa reduciendo el principal objetivo del uso de estos acoples: reducir al mínimo las cargas axiales y laterales entre los ejes conectados. La Figura 24 es una fotografía de este tipo de acople.

Figura 22. **Fotografía de acople de cable de acero**



Fuente: TOSIO, C.T.; LEWINSKI, J. *Nueva generación de los acoplamientos para molinos*. p 4.

4.1.3. Acoples de eslingas

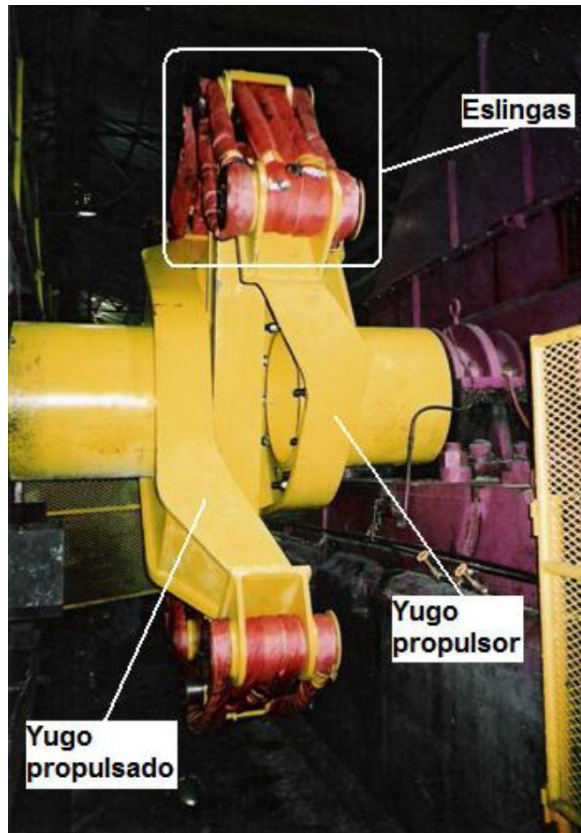
El acople de eslingas tuvo su origen en el primer diseño donde los eslabones y rótulas fueron sustituidos por las eslingas de poliéster sin fin y los pernos de fijación. El diseño de yugos queda prácticamente sin cambios. En el diseño surafricano existen tres eslingas de trabajo internas y dos eslingas de protección externas las cuales trabajan en caso del rompimiento de las eslingas internas. El cambio del elemento flexible de cable de acero a eslinga de poliéster se hizo de tal manera que las eslingas no se flexionen para soportar desalineamiento, solamente se tuercen ligeramente. El uso de este acople es especialmente ventajoso cuando la distancia entre la transmisión y el molino es limitada.

Estos acoples proveen de mayores ventajas sobre los acoples tradicionales de barra debido a que necesitan muy poco mantenimiento, transmiten casi todo el torque con fuerzas radiales y axiales despreciables y absorben muy poca potencia de transmisión. La figura 23 es una fotografía de este tipo de acople de eslingas.

4.2. Acople de eslingas de poliéster

Este equipo es el nuevo diseño de acople de eslingas de poliéster. Contiene un nuevo conjunto de conexión entre los yugos y el miembro intermedio flotante el cual contiene dos eslingas y un tensor el cual permite pretensar las eslingas, transmitir el movimiento en reversa y monitorear el desgaste de las eslingas. Las figuras 24 y 25 muestran un esquema y el acople en operación respectivamente.

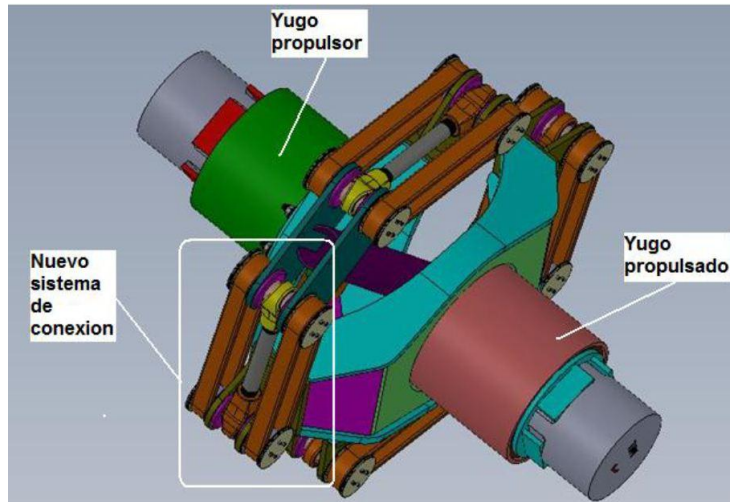
Figura 23. **Fotografía de acople de eslingas**



Fuente: TOSIO, C.T.; LEWINSKI, J. *Nueva generación de los acoplamiento para molinos*. p 4.

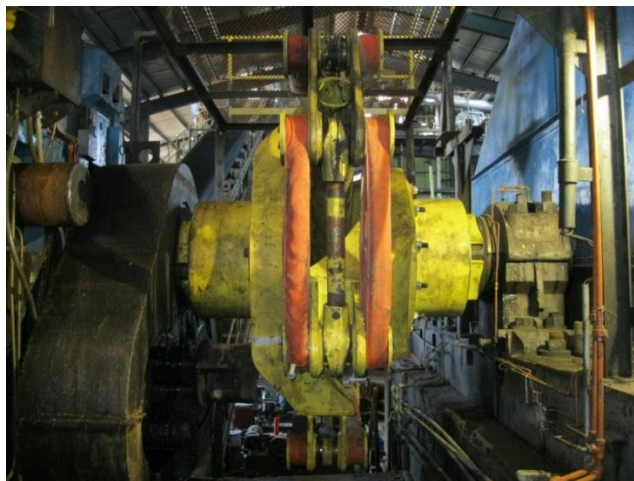
El acople flexible de eslingas de poliéster es el objeto de estudio de este trabajo debido a que está generando mucha importancia en la industria azucarera guatemalteca. De este punto en adelante el trabajo se concentrará en encontrar las posibles ventajas y desventajas de este equipo en comparación con el acoplamiento tradicional de entredós y dados.

Figura 24. **Acople de eslingas de poliéster diseño nuevo**



Fuente: TOSIO, C.T.; LEWINSKI, J. *Nueva generación de los acoplamiento para molinos*. p 5.

Figura 25. **Acople flexible de eslingas de poliéster en operación**



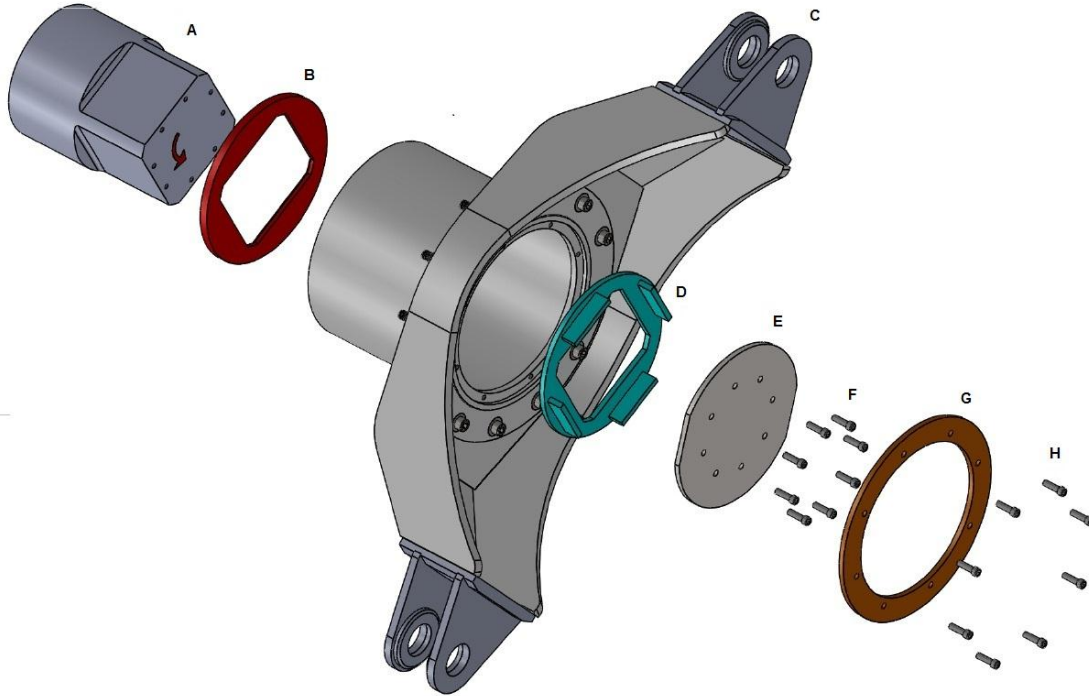
Fuente: elaboración propia.

4.2.1. Partes que componen el acople flexible de eslingas de poliéster

El acople flexible de eslingas de poliéster se divide en 3 secciones: la parte instalada en el eje de la transmisión, la parte montada en el eje de la maza y por último el miembro intermedio flotante. En general, lo conforman los siguientes componentes principales:

- Yugo de accionamiento con horquillas en los extremos a 2 300 milímetros del centro. La conexión que tienen con el cubo de salida de la transmisión es con brida.
- Yugo accionado con horquillas en los extremos a 2 300 milímetros del centro. La conexión que tienen con el cubo de la maza superior del molino es soldada.
- Elemento intermedio flotante con horquillas en los dos extremos a 2 600 milímetros del centro.
- Dos juegos de placas para sujetar el acople a los cubos de la transmisión y de la maza superior del molino.
- Cuatro tensores de trabajo pesado con horquillas en los extremos; en un extremo la horquilla es de orificio redondo y del otro extremo de orificio ovalado.
- Ocho eslingas de poliéster.

Figura 26. **Primera sección: partes del acople montadas en el eje de transmisión**

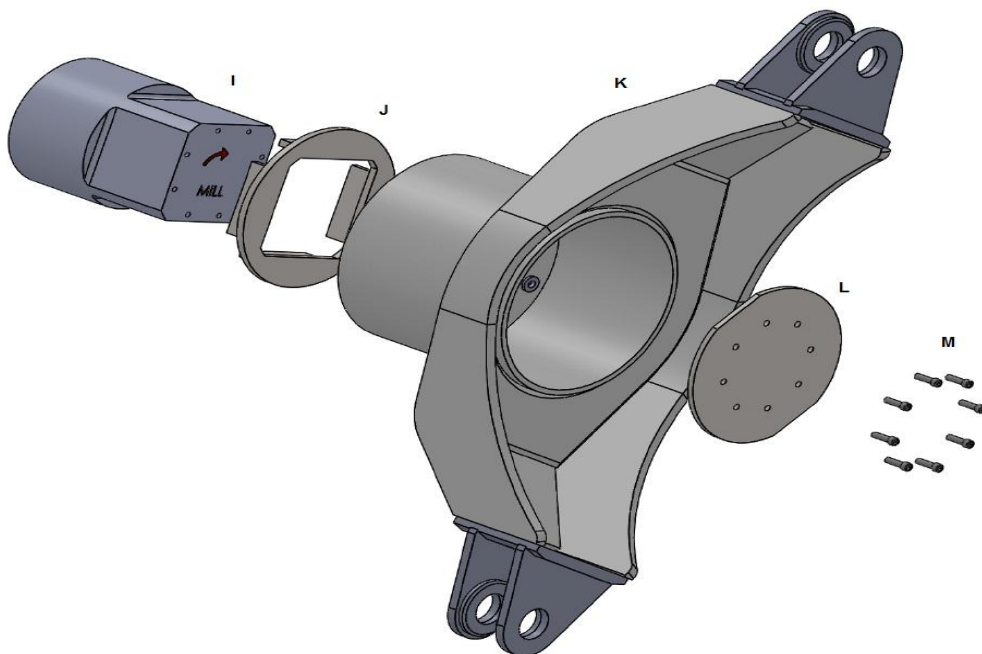


Fuente: XMECO HEAVY ENGINEERING. *Gear box side sub ass.* p. 1.

- A.** Cuadrado del eje de salida del reductor de velocidad. Medidas de 15 x 15 pulgadas.
- B.** Placa sándwich cuya función es separar para ajustar la medida que existe entre el eje de la maza superior del molino y la salida de transmisión.

- C.** Yugo conductor, parte fundamental del acople flexible de eslingas de poliéster, la función principal es transmitir la potencia de primera mano y conectar el miembro intermedio flotante, por medio de las eslingas de poliéster, con el yugo conducido.
- D.** Placa sándwich que sirve como separador.
- E.** Placa de sujeción, pieza imperativa en el acople, su función es sujetar el acople por medio de pernos al cuadrado de la salida de transmisión.
- F.** Pernos de sujeción de 90 mm o 3 ½" de longitud.
- G.** Anillo de seguridad cuya función principal es mantener en posición la placa de sujeción en caso de falla de los pernos.
- H.** Pernos de seguridad de 90 milímetros o 3,5 pulgadas de longitud.

Figura 27. **Segunda sección: partes del acople montadas en el eje de la maza superior del molino**

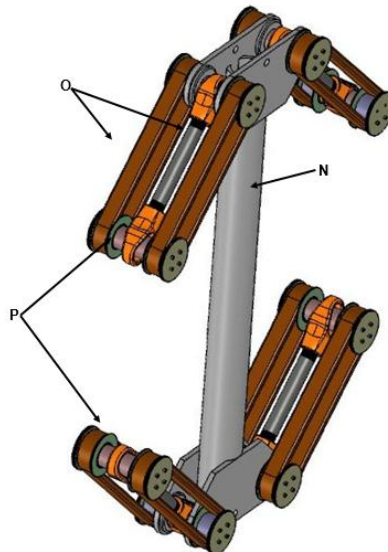


Fuente: XMECO HEAVY ENGINEERING. *Mill side sub ass.* p 1.

- I. Cuadrado del eje de la maza superior del molino. Medidas de 15 x 15 pulgadas.
- J. Placa sándwich que sirve como separador.

- K.** Yugo conducido, parte fundamental del acople flexible de eslingas de poliéster, la función principal es transmitir la potencia de segunda mano y conectar el miembro intermedio flotante, por medio de las eslingas de poliéster, con el yugo conductor. También es el responsable de transmitir la potencia al eje de la maza superior del molino.
- L.** Placa de sujeción, pieza imperativa en el acople, su función es sujetar el acople por medio de pernos al cuadrado del eje de la maza superior del molino.
- M.** Pernos de sujeción de 90 milímetros o 3,5 pulgadas de longitud.

Figura 28. **Tercera sección: miembro intermedio flotante**



Fuente: XMECO HEAVY ENGINEERING. *Main Assembly*. p 1.

- N.** Miembro intermedio flotante, consiste en una barra hueca circular de aproximadamente 4.6 m de largo. En sus extremos tiene pasadores donde quedan instalados los tensores de trabajo pesado y las eslingas de poliéster.
- O.** Eslingas de poliéster, diseñadas para transmitir torque a tensión tolerando grandes desalineamientos que en los molinos azucareros son permanentes.
- P.** Tensores de trabajo pesado, estos tensores tienen en sus extremos horquillas donde quedan los pasadores del miembro intermedio flotante. Estas horquillas tienen rosca que sirve para pretensar las eslingas y se mantienen en su posición por medio de un tornillo castigador.

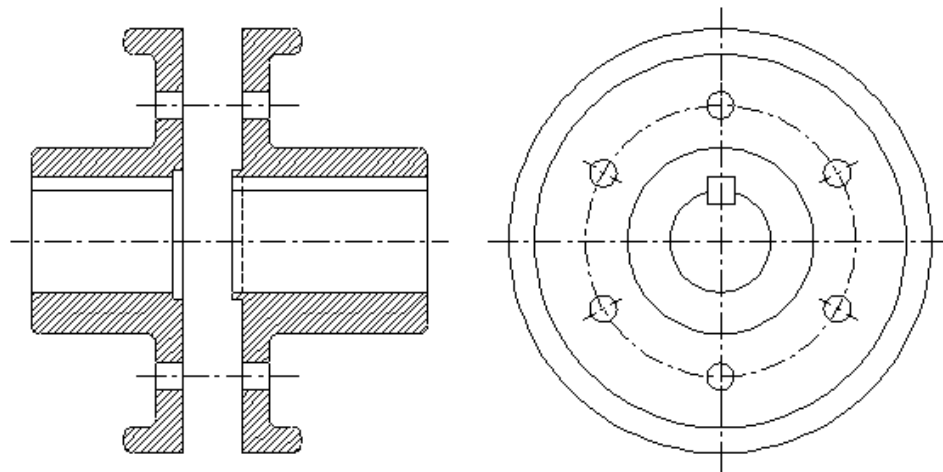
Por último, en el pasado, el fabricante realizó muchas pruebas para encontrar el material ideal y llegó a la conclusión de que lo mejor es fabricarlos de acero grado 300 WA o de acero grado A4 para reducir costos.

4.3. ¿Cómo funciona un acople de eslingas de poliéster?

Para entender cómo funciona un acople flexible de eslingas de poliéster primero se debe entender cómo funciona un acoplamiento simple. Considérese el acoplamiento rígido de la figura 29, es un acople de bridas con pernos. Cuando los pernos unen las dos bridas, los ejes quedan acoplados, es decir, el torque será transmitido del eje motriz al eje conducido. En el momento en que se acciona el elemento motriz todo el torque generado se transmite de la brida

que se encuentra en el eje conductor a la brida instalada al eje conducido por medio de los pernos. Los pernos están sometidos a esfuerzo de corte puro al tratar de vencer las fuerzas estáticas de la máquina a la cual pertenece el eje conducido. Un acople de eslingas de poliéster funciona en la misma situación, sin embargo, en vez de tener pernos que están sometidos a corte puro posee eslingas de poliéster que están sometidas a tensión pura en la mejor de las condiciones (no se considera la flexión que sufre por las permanentes desalineaciones que tiene un molino azucarero).

Figura 29. **Acople rígido de bridas simple**



Fuente: elaboración propia.

4.4. Comparación de desempeño entre un acople tradicional y un acople flexible de eslingas de poliéster

Para determinar el desempeño de un acople tradicional contra el desempeño de un acople de eslingas de poliéster, primero se debe realizar un análisis de esfuerzos de ambos acoples.

4.4.1. Análisis de esfuerzos de un acople tradicional

Para realizar este análisis se definirán las condiciones de operación. Estas serán las mismas para analizar ambos acoples. Cabe mencionar que están basadas en condiciones de operación reales de un ingenio azucarero.

El accionamiento es un motor eléctrico AC de inducción con las siguientes características:

Marca: Reliance Electric

Potencia: 1 250 HP

Velocidad de giro: 1 785 rpm

Factor de servicio: 2

Frecuencia: 60 Hz

Núm. De fases: 3

Corriente: 257 A

Cojinete trasero: 6224/ C3 VL0238

Cojinete delantero: 6224/ C3 VL0238

Primero se calcula el torque entregado por este motor mediante la fórmula:

$$P = Tw$$

Donde:

P: potencia en Watts

T: torque entregado por el motor en N-m

w: velocidad angular en rad/s

Para ello se necesitan realizar las conversiones necesarias:

$$1\ 250\ \text{HP} \times (745,7\ \text{w}) / (1\ \text{HP}) = 932\ 125\ \text{w}$$

$$1\ 785\ \text{rev/min} \times (2\pi\ \text{rad}) / (1\ \text{rev}) \times (1\ \text{min}) / (60\ \text{s}) = 186,92\ \text{rad/s} \text{ (velocidad angular de entrada)}$$

Sustituyendo los datos en la fórmula, el torque o par motor que entrega el motor es:

$$T = P/w$$

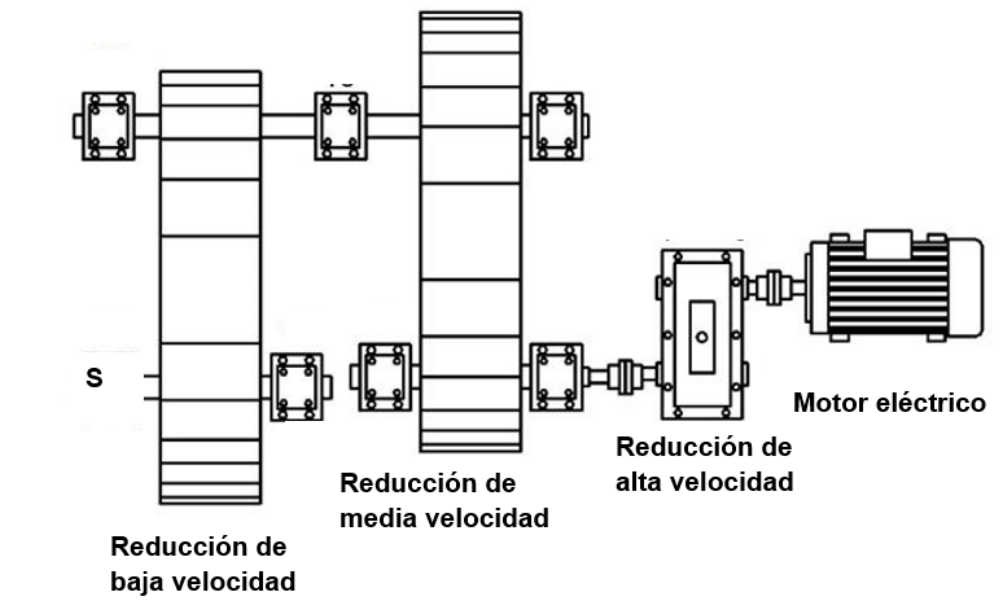
$$T = (932\ 125\ \text{w}) / (186,92\ \text{rad/s})$$

$$T_1 = 4\ 986,76\ \text{N-m}$$

La configuración para reducir velocidad de 1 785 rpm que entrega el motor a 6,54 rpm que gira el molino (velocidad óptima recomendada para molienda de

caña de azúcar) es como se muestra en la figura 30. Esa velocidad de giro es necesaria en el punto S.

Figura 30. **Configuración de reducciones de velocidad en molinos para azúcar**



Fuente: elaboración propia.

No se posee información acerca del ratio de cada reducción; sin embargo, se sabe el ratio de las tres reducciones combinadas (este dato fue proporcionado por la empresa Consultores de Ingenios Azucareros S.A., CIASA). El ratio combinado es 273,04.

Conociendo el ratio combinado y multiplicándolo por el torque T_1 se obtiene el torque T_2 al que se encuentra sometido el acople:

$$T_2 = (273,04) \times (4\,986,76 \text{ N-m})$$

$$T_2 = 1\,361\,584,95 \text{ N-m}$$

El resultado tiene sentido debido a que en una caja reductora la potencia de entrada es igual a la potencia de salida; la velocidad angular de entrada es mayor a la velocidad angular de salida y el torque de entrada es menor al torque de salida.

El siguiente dato a calcular es el peso del acople entredós, que se muestra en la figura 31.

Para calcular el peso del acople se debe calcular el volumen de las tres secciones, para esta acción se debe seguir la siguiente fórmula:

$$V_T = V_1 + V_2 + V_3$$

Donde:

V_T = volumen total

V_1 = volumen de la sección 1

V_2 = volumen de la sección 2

V_3 = volumen de la sección 3

Como $V_1 = V_3$, la fórmula queda de la siguiente forma:

$$V_T = 2V_1 + V_2$$

Para calcular V1 se debe obtener el área de la sección transversal y multiplicarla por su largo, de esta forma se tiene:

$$V1 = [2 \times ((0,3632+0,3048) / 2) \times (0,0292)] + (0,3048^2) \times (0,6287)$$
$$V1 = 0,071 \text{ m}^3$$

La sección 2 es un cilindro cuyo diámetro es de 48,26 centímetros y altura de 22,86 centímetros entonces se tiene:

$$V2 = ((\pi \times (0,4826)^2) / 4) \times (0,2286)$$
$$V2 = 0,042 \text{ m}^3$$

Entonces se tiene que el volumen total del acople es:

$$VT = 2 \times (0,071) + 0,042$$
$$VT = 0,184 \text{ m}^3$$

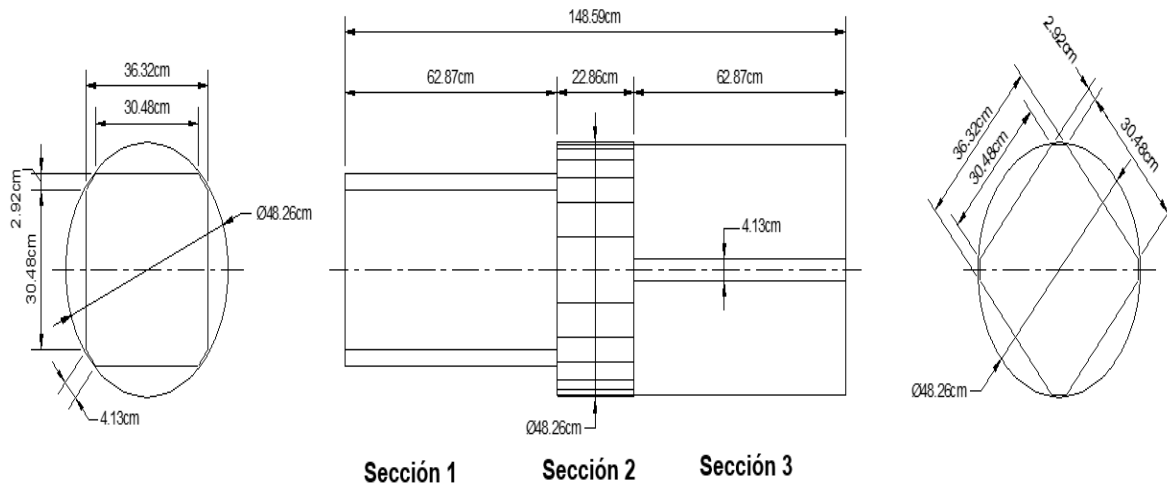
Conociendo el volumen total del acople se necesita el dato su densidad. Se sabe que el acople está hecho de hierro fundido gris que tiene una densidad de 7 200 Kg/m³, entonces:

$$\text{Masa del acople} = (7\,200) \times (0,184)$$
$$\text{Masa del acople} = 1\,324,80 \text{ Kg}$$

Ahora se conoce que el acople opera bajo un esfuerzo de torsión de T2= 361 584,95 N-m que es equivalente a T2= 361,58495 KN-m y posee una masa de 1 324,80 Kg. La figura 32 muestra un diagrama de cuerpo libre del acople.

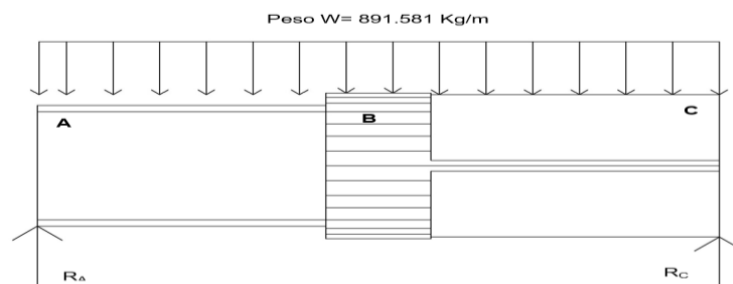
Con esta información se puede calcular el esfuerzo último en que el acople, bajo estas condiciones, fallará.

Figura 31. **Esquema de acople tradicional o “entredós”**



Fuente: elaboración propia.

Figura 32. **Diagrama de cuerpo libre del acople “entredós”**



Fuente: elaboración propia.

El acople o entredós se considera que se encuentra simplemente apoyado. Para calcular RA y RC se utilizan las ecuaciones de equilibrio estático, así se tiene:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_A + R_C - (891,581) (1,4859) = 0$$

$$R_A = 1\,324,80 - R_B$$

$$\sum M_A = 0$$

$$(1\,324,80) (0,74295) - (R_C) (1,4859) = 0$$

$$R_C = 662,40 \text{ Kg}$$

Sustituyendo en la RB en la ecuación anterior se tienen:

$$R_A = 1\,324,80 - R_C$$

$$R_A = 1\,324,80 - 662,40$$

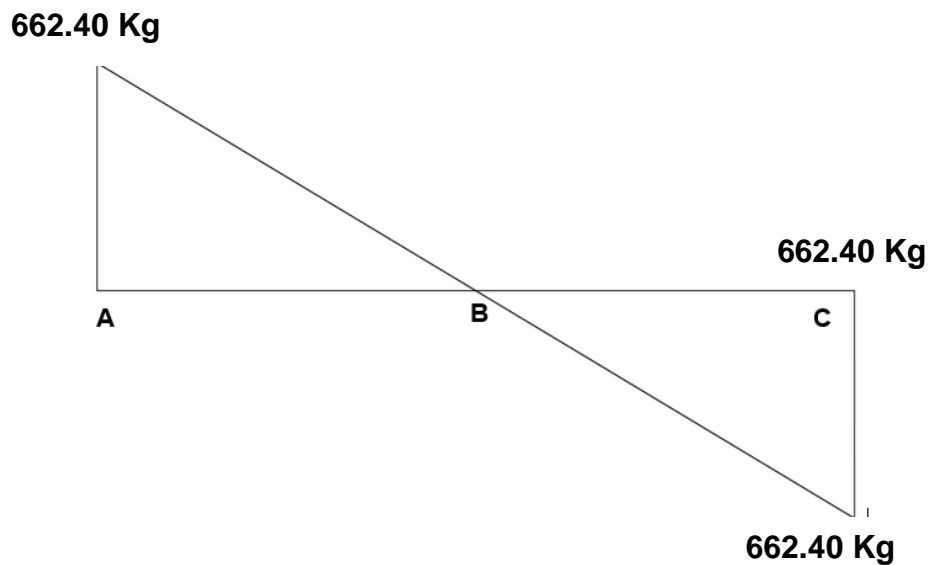
$$R_A = 662,40 \text{ Kg}$$

Conociendo el valor de las reacciones se puede realizar un diagrama de esfuerzo cortante y de momento flector con el objetivo de determinar el punto que tiene mayor esfuerzo. Las figuras 33 y 34 muestran estos diagramas respectivamente.

Para realizar el diagrama de momento flector hay que tomar en cuenta las áreas de las figuras formadas por el diagrama de esfuerzo cortante. Como las figuras formadas son triángulos de la misma altura y de igual base el diagrama de momento flector será una parábola con punto máximo en B. De esta forma se tiene que del punto A al punto B existe una distancia de 0,74295 metros, eso

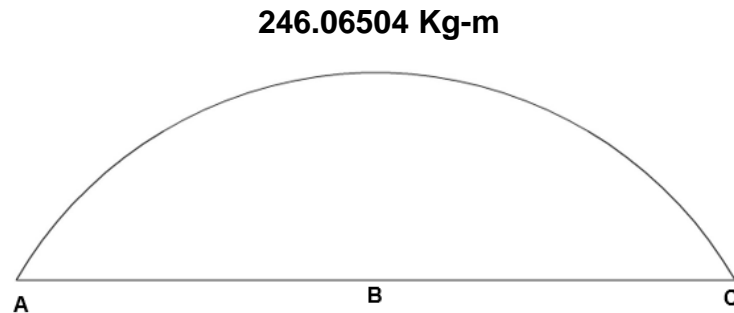
multiplicado por su altura que es de 662,40 y dividido entre 2 da un resultado de 246,06504. Del punto B al punto C se tiene la misma distancia, pero con una altura de -662,40; esta operación dará el mismo resultado, pero negativo. Es decir, del punto A al B se tiene una parábola ascendente positiva y del punto B al C se tiene una parábola descendente negativa. La figura 33 ilustra el diagrama de momento flector.

Figura 33. **Diagrama de esfuerzo cortante**



Fuente: elaboración propia.

Figura 34. **Diagrama de momento flector**



Fuente: elaboración propia.

Con la ayuda de los diagramas de esfuerzo cortante y de momento flector (figuras 32 y 33) se observa claramente que el punto crítico es el punto B por tres razones:

- Por ser el punto central de la pieza, ahí se concentra el peso lo cual provoca el momento flector mayor que se observa en la figura 33.
- El torque que entrega el motor se ubica en el punto A, sin embargo, se sabe que el fuerza máximo por torsión se manifiesta a lo largo de la superficie de la barra, es decir, también pasa por el punto B.
- Por último, según la figura 31, se puede observar que existe cambio de sección lo cual implica que en las proximidades del punto B hay concentraciones de esfuerzo que deben tomarse en cuenta.

Se determina que el punto B es el punto crítico. Todos los cálculos se realizarán en este punto.

4.4.1.1. Análisis estático de la barra entredós

El análisis estático de la barra acople o entredós consiste en verificar que éste no fallará inmediatamente después de aplicar ciertas cargas. Este análisis podría efectuarse para:

- Comprobar resistencia estática a las cargas nominales. Esto es poco usual ya que se debe verificar la resistencia a la fatiga y las cargas nominales toman en cuenta la resistencia estática (el análisis por fatiga se realizará en el numeral 4.4.1.2.).
- Comprobar su resistencia estática a las cargas dinámicas (cargas pico). Esta comprobación es imperativa ya que normalmente en los arranques o cuando hay sobrecargas, los ejes están sometidos a esfuerzos mayores a los nominales. Como se prevé que estas cargas se repiten un número muy pequeño de veces, estas no tenderían a producir falla por fatiga, siendo suficiente el análisis estático.

Para realizar este análisis se debe considerar que las cargas pico se consideran como el doble de las cargas nominales. Para lo cual se tiene que el T2 es igual a 723 169,9 N-m y el momento flector máximo (figura 33) es igual a 492,13 N-m.

Primero se calcula el esfuerzo normal con la siguiente fórmula:

$$S = \frac{32M}{\pi d^3}$$

Donde:

$$M = 492,13 \text{ N-m}$$

$$d = 0,4826 \text{ m (ver figura 31)}$$

Sustituyendo se tiene:

$$S = \frac{32(492,13)}{\pi(0,4826)^3} = 44\,598,27 \text{ Pa} = 44,60 \text{ KPa}$$

Este es el esfuerzo normal producido por el momento flector generado debido al peso de la barra. Este esfuerzo es máximo a la mayor distancia del eje neutro de la barra, es decir, al diámetro de la misma.

Luego se procede a calcular el esfuerzo cortante provocado por el torque entregado por el motor. Se calcula con la siguiente fórmula:

$$S_s = \frac{16T}{\pi d^3}$$

Donde:

$$T = 723\,169,9 \text{ N-m}$$

$$d = 0,4826 \text{ m (ver figura 31)}$$

Sustituyendo se tiene:

$$S_s = \frac{16(723\,169,9)}{\pi(0,4826)^3} = 32\,767\,891,64 \text{ Pa} = 32,77 \text{ MPa}$$

Cabe mencionar que existen esfuerzos cortantes provocados por la carga distribuida (ver figuras 32 y 33); sin embargo, el esfuerzo cortante provocado por el torque es mucho mayor, por lo tanto, se trabaja con este último esfuerzo.

Lo que procede es calcular los esfuerzos principales a los que el punto B (ver figura 32) está sometido. Para tal efecto se aplican las siguientes fórmulas:

$$\sigma_A = \frac{S_{XX} + S_{YY}}{2} + \sqrt{\left(\frac{S_{XX} - S_{YY}}{2}\right)^2 + S_s^2}$$

$$\sigma_B = \frac{S_{XX} + S_{YY}}{2} - \sqrt{\left(\frac{S_{XX} - S_{YY}}{2}\right)^2 + S_s^2}$$

Donde:

σ_A y σ_B son los esfuerzos principales en el plano XY.

S_{XX} y S_{YY} son los esfuerzos normales en el eje X y en el eje Y respectivamente. Para el caso en estudio solo se tienen esfuerzos normales en el plano X que son de compresión provocados por la flexión, por lo tanto, son negativos.

S_s es el esfuerzo cortante, en este caso es el esfuerzo cortante provocado por la torsión.

Sustituyendo los datos se tiene:

$$\sigma_A = \frac{-44,6 \times 10^3 + 0}{2} + \sqrt{\left(\frac{-44,6 \times 10^3 - 0}{2}\right)^2 + (32,77 \times 10^6)^2}$$

$$\sigma_B = \frac{-44,6 \times 10^3 + 0}{2} - \sqrt{\left(\frac{-44,6 \times 10^3 - 0}{2}\right)^2 + (32,77 \times 10^6)^2}$$

$$\sigma_A = 32,75 \text{ MPa}$$

$$\sigma_B = -32,79 \text{ MPa}$$

Para materiales frágiles como el hierro negro fundición gris (material con el que está hecho el entredós) la teoría de Mohr modificada es la que más se adecua. La teoría dice lo siguiente:

$$\sigma_A = \frac{S_u}{N}, \text{ si } \sigma_A \geq \sigma_B$$

$$\sigma_A = \frac{S_{uc}S_u}{N(S_{uc} - S_u)} + \frac{S_u\sigma_B}{S_{uc} - S_u}, \text{ si } \sigma_A > 0 \text{ y } \sigma_A < -\sigma_B$$

$$\sigma_B = \frac{-S_{uc}}{N}, \text{ si } \sigma_A \leq 0$$

Donde:

σ_A y σ_B son los esfuerzos principales

S_u es el esfuerzo último a la rotura

S_{uc} es el esfuerzo último a compresión

N es el factor de seguridad

Como los esfuerzos principales del análisis son $\sigma_A = 32.75 \text{ MPa} > 0$ y $\sigma_A < -\sigma_B = 32.79 \text{ MPa}$, entonces se cumple con la condición del segundo argumento de la teoría de Mohr modificada. Por lo tanto, se tiene entonces:

$$\sigma_A = \frac{S_{uc}S_u}{N(S_{uc} - S_u)} + \frac{S_u\sigma_B}{S_{uc} - S_u}, \text{ de donde}$$

$$S_u = \frac{N\sigma_A S_{uc}}{N(\sigma_A + \sigma_B) + S_{uc}}$$

El hierro gris más común es el que cumple con la norma ASTM 25, cuyas propiedades son brindadas en la tabla I.

Tabla I. **Propiedades mecánicas típicas del hierro fundido gris**

Número	Resistencia a la tensión	Resistencia a la compresión	Módulo de ruptura por cortante	Módulo de elasticidad, Mpsi	Módulo de elasticidad, Mpsi	Límite de resistencia a la fatiga	Dureza Brinell	Factor de concentración de esfuerzo a la fatiga
ASTM	Sut kpsi	Suc kpsi	Ssu kpsi	Tensión	Torsión	Se kpsi	HB	Kf
20	22	83	26	92.5-14	3.9-5.6	10	156	1.00
25	26	97	32	11.5-14.8	4.6-6	11.5	174	1.05
30	31	109	40	13-16.4	5.2-6.6	14	201	1.10
35	36.5	124	48.5	14.5-17.2	5.8-6.9	16	212	1.15
40	42.5	140	57	16-20	6.4-7.8	18.5	235	1.25
50	52.5	164	73	18.8-22.8	7.2-8.0	21.5	262	1.35
60	62.5	187.5	88.5	20.4-23.5	7.8-8.5	24.5	302	1.50

Fuente: BUDYNAS, Richard. NISBETT, Keith. *Diseño en ingeniería mecánica de shigley*.
p. 1 026.

Esta tabla indica que el Suc de hierro gris ASTM 25 es de 97 kpsi que es equivalente a 668,79 MPa.

El único valor que hace falta es el factor de seguridad N, este valor se debe estimar debido a que no se tienen datos al respecto. La tabla II orienta al respecto.

Tabla II. Factores de seguridad. Valores mínimos recomendados
Modificación de Faieres

Tipo o clase de carga	Acero, metales dúctiles		Hierro fundido metales frágiles	Madera de construcción
	Basado en la resistencia máxima	Basado en la resistencia de fluencia	Basado en la resistencia máxima	
Carga muerta o carga variable bajo análisis por fatiga	3.0-4.0	1.50-2.0	5.0-6.0	7
Las siguientes recomendaciones NO se deben adoptar si se hace un análisis por fatiga				
Repetida en una dirección gradual (choque suave)	6	3	7	10
Repetida invertida, gradual (choque medio)	8	4	10.00-12.00	15
Choque fuerte	10.00-15.00	5.00-7.00	15.00-20.00	20
Resistencia máxima se refiere a S_u , S_{sc} , S_{us} , (dependiendo de si el esfuerzo es de tracción, de compresión o cortante)				
Resistencia de fluencia se refiere a S_y , S_{yc} , S_{ys} (dependiendo de si el esfuerzo es de tracción compresión o cortante)				

Fuente: *Diseño I*. <http://www.utp.edu.co/~lvanegas/disI/Cap3>. p.10. Consulta: 3 de marzo 2016

Por ser un hierro fundido, de característica frágil, y con carga muerta se tomará un $N=5$, este es el dato menos conservador posible con el cual, posiblemente, fue fabricada la barra entredós.

En resumen, los datos que existen para aplicar la Teoría de Mohr modificada son:

$$\bar{\sigma}_A = 32,75 \text{ MPa}$$

$$\bar{\sigma}_B = -32,79 \text{ MPa}$$

$$S_{uc} = 668,79 \text{ MPa}$$

$$N = 5$$

Sustituyendo datos se tiene:

$$S_u = \frac{N\bar{\sigma}_A S_{uc}}{N(\bar{\sigma}_A + \bar{\sigma}_B) + S_{uc}}$$

$$S_u = \frac{5 * (32,75) * (668,79)}{5(32,75 + (-32,79)) + 668,79}$$

$$S_u = 163,80 \text{ MPa}$$

Con esto se concluye que el esfuerzo último al que la pieza puede ser sometida es de 163,80 MPa. Se debe recordar que este análisis se hizo en cargas pico, es decir, se duplicó el momento flector y el torque que provoca el esfuerzo cortante. En una situación de esfuerzos de operación normal, la pieza se encuentra con menos estrés. A continuación, se procede a realizar el análisis por fatiga.

4.4.1.2. Análisis de fatiga de la barra entredós

Antes de empezar a analizar el esfuerzo a la fatiga de la barra entredós se debe calcular el factor K. En general, las características de los elementos de máquinas y de su entorno difieren de aquellas de las probetas de ensayo. Las

piezas suelen tener mayores rugosidades ya que obtener una superficie pulida a espejo es un procedimiento costoso. Las temperaturas de trabajo pueden ser bajas, tendiendo a fragilizar los materiales o muy altas, reduciendo la resistencia del material o produciendo el fenómeno de termofluencia. Los elementos pueden tener concentradores de esfuerzos o pueden estar en presencia de agentes corrosivos. Factores como estos tienen efecto sobre la resistencia a la fatiga de la pieza.

Los factores que modifican la resistencia a la fatiga son:

- Estado superficial
- Tamaño de la pieza
- Variabilidad en los procesos de manufactura
- Temperatura
- Efectos varios (corrosión, esfuerzos residuales y otros)
- Tipo de carga
- Concentradores de esfuerzos

Los efectos de los aspectos a) hasta f) sobre la resistencia a la fatiga se cuantifican mediante los factores K_a , K_b , K_c , K_d , K_e y K_{car} , cuyo producto se designa con el término K :

$$K = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_{car}$$

Primero, se calcula el factor de superficie (K_a), como se trata de hierro fundido el valor de $K_a = 1$, porque las discontinuidades internas debidas a las inclusiones de grafito, hacen que la rugosidad de la superficie no reduzca de manera adicional la resistencia a la fatiga.

Segundo, se debe calcular el factor de tamaño K_b . Datos experimentales brindan varios factores para diferentes tamaños de probetas; sin embargo, existen muy pocos ensayos para probetas de diámetro mayor de 250 mm debido al costo. Se sugiere para piezas de mayor diámetro utilizar un $K_b = 0,6$ como la pieza que se está analizando tiene un diámetro de 482,6 milímetros (ver figura 31) se tomará este factor.

Tercero, se tiene el factor de confiabilidad K_c . El factor de confiabilidad corrige la resistencia a la fatiga de tal manera que se tenga una mayor probabilidad y confiabilidad de que la resistencia real de una pieza sea mayor o igual que el valor corregido. Para la determinación de este factor se supone que la desviación estándar de la resistencia a la fatiga es de 8 por ciento. Utilizando ecuaciones estadísticas correspondientes a la campana de Gauss (distribución normal) se obtiene la siguiente tabla:

Tabla III. **Factor de confiabilidad K_c**

Confiabilidad (%)	50	90	99	99.9	99.99	99.999
K_c	1	0.897	0.814	0.753	0.702	0.659

Fuente: *Diseño I*. <http://www.utp.edu.co/~lvanegas/disI/Cap5>. p. 18. Consulta: 4 de marzo 2016.

Para propósitos prácticos, una confiabilidad teórica del 99.9 por ciento sería suficiente, es decir, $K_c = 0,753$.

A continuación, se debe estimar el factor de temperatura K_d . Se sabe que la resistencia a la fatiga de muchos materiales, como el acero, se ve afectada tanto a bajas temperaturas como a altas temperaturas. Sin embargo, se considera que la resistencia a la fatiga no varía desde la temperatura ambiente hasta 450 grados centígrados. La temperatura máxima promedio en el

departamento de Escuintla es de 32 grados centígrados, con esto se deduce que el factor de temperatura es $K_d = 1$.

Existen otros factores que modifican la resistencia a la fatiga de los materiales; todos los efectos no considerados por los otros factores son cuantificados por el factor K_e . Sin embargo, es muy escasa la información cuantitativa sobre dichos efectos. Algunos de los fenómenos a tener en cuenta en un diseño por fatiga incluyen: corrosión, proceso de manufactura, esfuerzos residuales y recubrimientos. Debido a que no se ven presentes estos fenómenos en el acople entredós se estima un factor de efectos varios de 1, es decir, $K_e = 1$.

Luego se tiene el factor de carga K_{car} . Este factor toma en cuenta el tipo de carga al que está sometida la pieza. En este caso, la carga que somete a más esfuerzo al acople es la torsión. Algunos autores como Shigley y Mischke sugieren relaciones a torsión y cortante de 0,577. Entonces se puede estimar un factor de carga $K_{car} = 0,577$.

Ahora con todos los factores que modifican la resistencia a la fatiga estimados se pueden sustituir en la siguiente ecuación:

$$K = K_a K_b K_c K_d K_e K_{car}$$

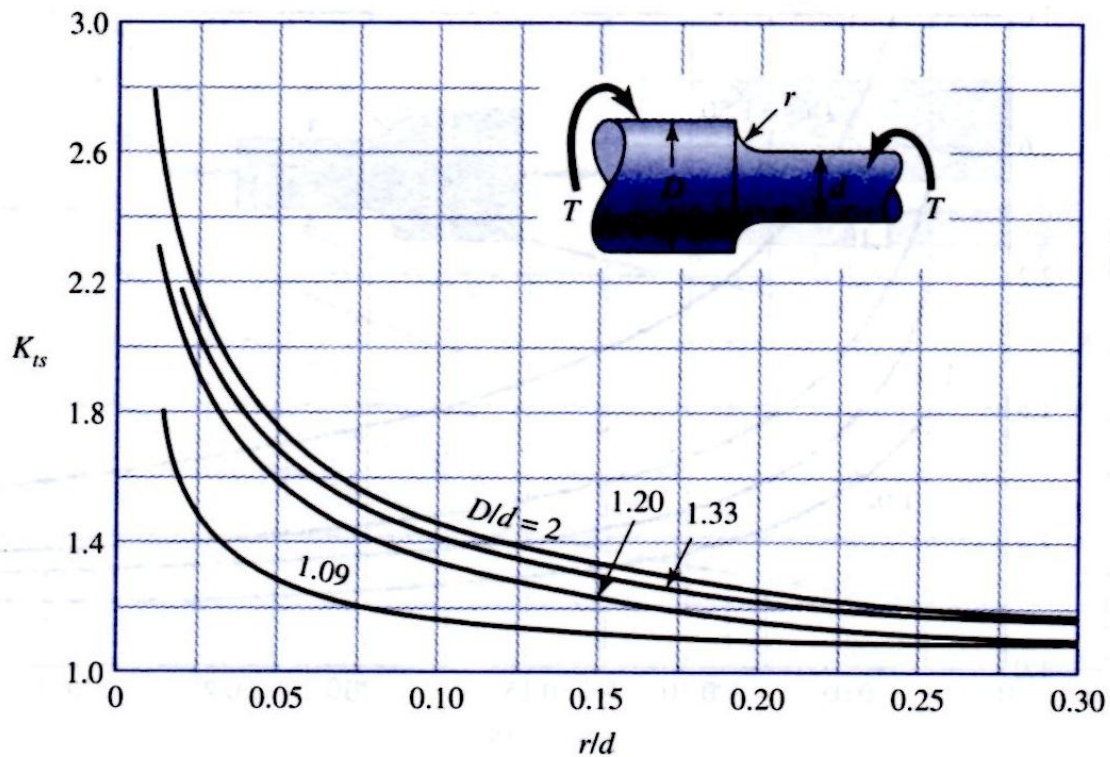
$$K = (1) * (0,6) * (0,753) * (1) * (1) * (0,577)$$

$$K = 0,26$$

Por último, se tienen los factores concentradores de esfuerzos: factor de concentración de esfuerzos por fatiga (K_f) y factor de concentración de fatiga al

esfuerzo medio (K_{fm}). Para calcularlos se debe estimar el factor de concentración de esfuerzos teóricos K_t , para ello se hace uso de la figura 35.

Figura 35. **Gráfica de factor teórico de concentración de esfuerzo**



Fuente: BUDYNAS, Richard; NISBETT, Keith. *Diseño en ingeniería mecánica de shigley*.
p. 1 008.

La figura 35 (esta es la gráfica más cercana que el autor encontró para el estado de esfuerzo en análisis) pide que se relacione el cociente de radio/diámetro ubicado en el eje horizontal con el factor K_t ubicado en el eje vertical. Si se ve de nuevo la figura 31 no se presenta radio de discontinuidad, es decir, $r/d = 0$. Si se ubica en el punto $r/d = 0$ el primer dato de K_t que se

encuentra es 1,0; sin embargo, para ser un poco conservador se utilizará el valor de 1,8 cuyo punto es donde empieza la gráfica.

Con el factor K_t se puede calcular el valor del factor de concentración de esfuerzo a la fatiga K_f con la siguiente fórmula:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

Donde q es el índice de sensibilidad a la entalla, Norton recomienda que para hierros fundidos se use un valor conservador de $q = 0,2$. Sustituyendo datos en la ecuación anterior se tiene:

$$K_f = 1 + 0,2(1,8 - 1)$$

$$K_f = 0,84$$

El factor de concentración de fatiga al esfuerzo medio, K_{fm} , es un valor que multiplica al esfuerzo nominal, con el fin de obtener un valor corregido de esfuerzo. Este factor se aplica al esfuerzo medio para materiales dúctiles ya que depende de la fluencia localizada que pudiera ocurrir alrededor de la discontinuidad, sin embargo, como el caso de estudio es un material frágil se usa el dato más conservador de 1.

A manera de resumen se tiene lo siguiente:

- Factor que modifica la resistencia a la fatiga, $K = 0,26$
- Factor de concentración de esfuerzo a la fatiga, $K_f = 0,84$
- Factor de concentración de fatiga al esfuerzo medio, $K_{fm} = 1$

Estos factores servirán para aplicar el análisis por fatiga por el método de Goodman modificada.

Antes de aplicar la teoría de Goodman modificada, se deben calcular de nuevo los esfuerzos provocados por el torque y el peso de la barra; esto porque con anterioridad se calculó con cargas pico y ahora se hará con cargas nominales. Para ello se tiene un torque de 361 584,95 N-m y un momento flector de 246,06504 N-m (ver figura 33). Entonces se tiene:

$$S_m = \frac{32M}{\pi d^3}, \text{ sustituyendo;}$$

$$S_m = \frac{32(246,06504)}{\pi(0,4826)^3}$$

$$S_m = 22,30 \text{ KPa}$$

Cabe recordar que este es un esfuerzo normal de compresión generado por el peso del acople.

Para el esfuerzo de corte generado por el torque se tiene:

$$S_{sm} = \frac{16T}{\pi d^3}, \text{ sustituyendo;}$$

$$s_{sm} = \frac{16(361\,584,95)}{\pi(0,4826)^3}$$

$$S_{sm} = 16,38 \text{ MPa}$$

El subíndice “m” indica que es un esfuerzo medio.

El método de Von Mises usando Goodman modificada (que es la adecuada para materiales frágiles) indica lo siguiente:

$$\frac{1}{N} = \frac{\sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2}}{S_u} + \frac{\sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2}}{S_n}$$

Donde:

- σ_m es el esfuerzo normal medio que puede calcularse así $\sigma_m = K_{fm}(S_m)$.
- σ_a es el esfuerzo normal alternativo que puede calcularse así $\sigma_a = K_f(S_a)$.
- τ_m es el esfuerzo cortante medio que puede calcularse así $\tau_m = K_{fm}(S_{sm})$.
- τ_a es el esfuerzo cortante alternativo que puede calcularse así $\tau_a = K_f(S_{sa})$.
- S_u es el esfuerzo último. Según Norton por ensayos experimentales se puede estimar, para materiales frágiles, que $S_u = 2.5S_e$ donde S_e es el límite a la fatiga.
- S_n es el límite de fatiga corregido, es decir, $S_n = K(S_e)$.
- N es el factor de seguridad, en el numeral 4.4.1.1. se utilizó un factor de seguridad conservador de 5.

Antes de aplicar la ecuación se deben hacer unas observaciones, cuando el par de torsión es constante (como es el caso de estudio presente) no existe par de torsión alternativo, es decir:

$$\tau_m = K_{fm}(S_{sm})$$

$$\tau_m = 1(16,38)$$

$$\tau_m = 16,38 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = K_f(S_{sa})$$

$$\tau_a = 0$$

Como en este caso existe momento constante, es decir, flexión giratoria, entonces:

$$\sigma_m = K_{fm}(S_m)$$

$$\sigma_m = 0$$

$$\sigma_a = K_f(S_a)$$

$$\sigma_a = 0,84(22,30)$$

$$\sigma_a = 18,73 \text{ KPa}$$

A manera de resumen se tiene:

- $\sigma_m = 0$
- $\tau_m = 16,38 \text{ MPa}$
- $\sigma_a = 18,73 \text{ KPa} = 0,01873 \text{ MPa}$
- $\tau_a = 0$
- $S_u = 2,5S_e$
- $S_n = K(S_e) = 0,26(S_e)$

- $N = 5$

Sustituyendo en el método de Von Mises con el uso de Goodman modificada y al despejar para S_e (límite de fatiga), se obtiene:

$$\frac{1}{N} = \frac{\sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2}}{S_u} + \frac{\sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2}}{S_n}$$

$$\frac{1}{5} = \frac{\sqrt{0^2 + 3(16,38)^2}}{2.5S_e} + \frac{\sqrt{0,01873^2 + 3(0)^2}}{0.26S_e}$$

$$S_e = 5 \left((2 * \frac{\sqrt{0^2 + 3(16,38)^2}}{5}) + \frac{\sqrt{0,01873^2 + 3(0)^2}}{0.26} \right)$$

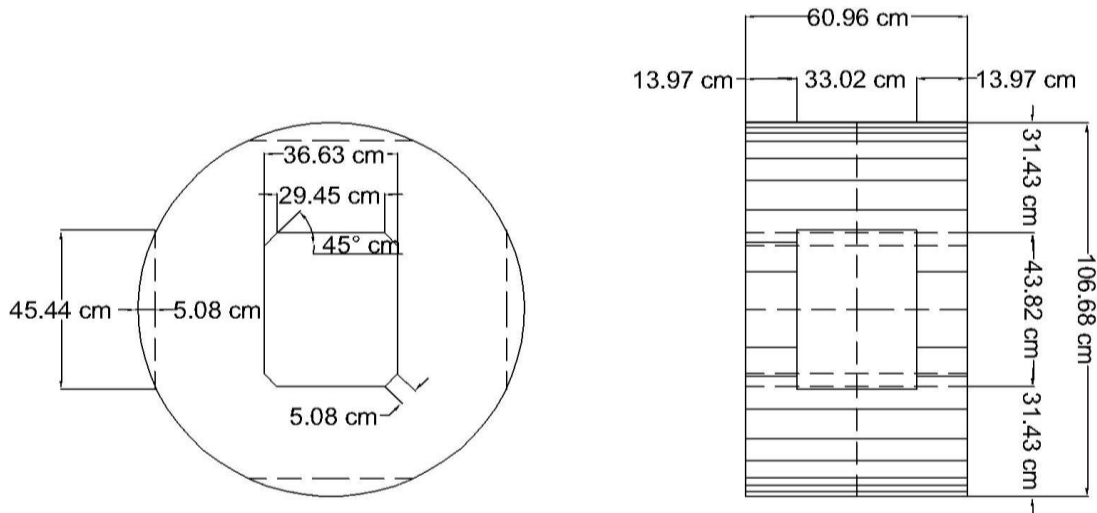
$$S_e = 57,10 \text{ MPa}$$

Ahora se sabe que la barra entredós, bajo esas condiciones, fallará a un esfuerzo estático de 163,80 MPa y a un esfuerzo de fatiga de 57,10 MPa.

4.4.1.3. Análisis de esfuerzo último del dado de acople

Como se detalló en el numeral 3.5. la barra entredós conecta el final de la transmisión con la maza superior del molino por medio de un par de acoples llamados dados (ver figura 18). Estos acoples, como se detalla, sirven de elemento fusible; es decir, cuando existe una sobrecarga estos son los que se rompen evitando así daños a la transmisión. Para que esto suceda el esfuerzo último al que está sometido debe ser menor, tanto al esfuerzo estático, como al límite a la fatiga de la barra entredós. La figura 35 muestra un detalle del acople o dado.

Figura 36. **Esquema del acople o dado vista frontal y vista lateral**



Fuente: elaboración propia.

Yamill Campos Pérez y Rosendo Franco Rodríguez exponen unas ecuaciones de diseño basadas en un procedimiento lógico con un buen nivel ingenieril hechas por los especialistas de la firma SKODA. Las ecuaciones y el esquema de carga utilizado se muestran a continuación:

$$W_t = \frac{\pi}{16} * \frac{A^4 - B^4}{A}$$

$$\tau_{max} = \frac{M_t}{W_t}$$

$$\sigma_f = \frac{\left(\frac{M_t}{x}\right) * \mu * \frac{E}{2}}{\frac{A^4 - B^4}{6 * A}}$$

$$\sigma_t = \frac{\left(\frac{M_t}{x}\right)}{2 * \text{Área}}$$

$$\sigma_{equ} = \sqrt{(\sigma_t + \sigma_f)^2 + 4 * \tau_{max}^2} \leq [\sigma]$$

Donde:

W_t = módulo de la sección a torsión

A = ancho del escalón cuadrado intermedio del acoplamiento

B = ancho del agujero cuadrado del acoplamiento

π = constante 3,1416

M_t = momento torsor

Área = área de la sección transversal del acoplamiento

T_{max} = tensión tangencial máxima debido al momento torsor

σ_f = tensión normal a flexión

σ_t = esfuerzo de corte

E = longitud del acoplamiento

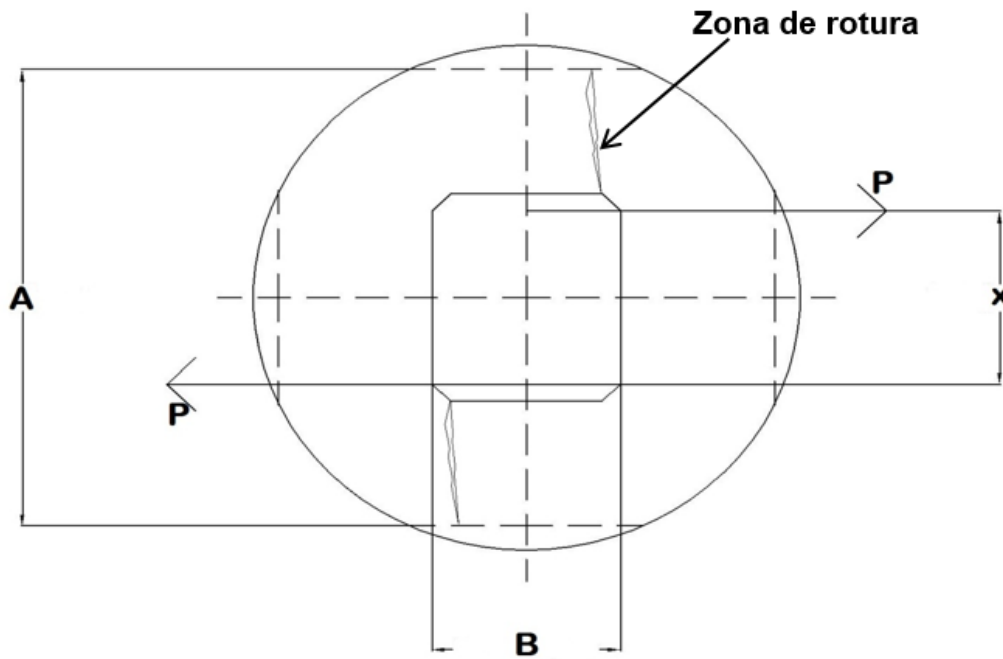
μ = coeficiente de fricción

X = distancia entre el par de fuerza P, ver figura 37

σ_{equ} = tensión normal equivalente

$[\sigma]$ = tensión admisible del material del acoplamiento

Figura 37. Esquema de carga utilizado en el acople



Fuente: elaboración propia.

Antes de empezar a usar las ecuaciones se debe determinar el área de la sección transversal del acople la cual se calcula, con la ayuda de la figura 36, a continuación:

$$\text{Área} = [\pi/4 * 1,0668^2] - [0,3663^2] - [(0,3663 + 0,2945) * 0,0508(\sin(45^\circ))]$$

$$\text{Área} = 0,8938 - 0,1342 - 0,0237$$

$$\text{Área} = 0,7359 \text{ m}^2$$

Con el área calculada y con la ayuda de las figuras 37 y 38 es posible determinar el resto de variables:

- $A = 0,9652 \text{ m.}$
- $B = 0,3663 \text{ m.}$
- $M_t = 1\,361\,584,95 \text{ N-m}$ calculado en el numeral 4.4.1.
- $\text{Área} = 0,7359 \text{ m}^2$
- $E = 0,6096 \text{ m}$
- $\mu = 0,74$ dato obtenido de didáctica.fisica.uson.mx/tablas/coefficients_of_friction.htm, abril 2015.
- $X = 0,3663 \text{ m.}$
- $[\sigma] = 57,10 \text{ MPa}$ que es el límite a la fatiga calculado en el numeral 4.4.1.2.
- Módulo de la sección a torsión:

$$W_t = \frac{\pi}{16} * \frac{A^4 - B^4}{A}$$

$$W_t = \frac{\pi}{16} * \frac{0,9652^4 - 0,3663^4}{0,9652}$$

$$W_t = 0,6916 \text{ m}^3$$

- Tensión tangencial máxima debido al momento torsor:

$$\tau_{max} = \frac{M_t}{W_t}$$

$$\tau_{max} = \frac{1\,361\,584,95}{0,6916}$$

$$\tau_{max} = 1,97 \text{ MPa}$$

- Tensión normal a flexión:

$$\sigma_f = \frac{\left(\frac{M_t}{x}\right) * \mu * \frac{E}{2}}{\frac{A^4 - B^4}{6 * A}}$$

$$\sigma_f = \frac{\left(\frac{1\,361\,584,95}{0,3663}\right) * 0,74 * \frac{0,6096}{2}}{\frac{0,9652^4 - 0,3663^4}{6 * 0,9652}}$$

$$\sigma_f = 5,71 \text{ MPa}$$

- Esfuerzo de corte:

$$\sigma_t = \frac{\left(\frac{M_t}{x}\right)}{2 * \text{Área}}$$

$$\sigma_t = \frac{\left(\frac{1\,361\,584,95}{0,3663}\right)}{2 * 0,7359}$$

$$\sigma_t = 2,53 \text{ MPa}$$

- Tensión normal equivalente:

$$\sigma_{equ} = \sqrt{(\sigma_t + \sigma_f)^2 + 4 * \tau_{max}^2} \leq [\sigma]$$

$$\sigma_{equ} = \sqrt{(2,53 + 5,71)^2 + 4 * 1,97^2} \leq 57,10 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{equ} = 9,13 \text{ MPa} \leq 57,10 \text{ MPa}$$

Este resultado quiere decir que el acople fallará a mucho menos esfuerzo que la barra entredós, es decir, el acoplamiento o dado si funciona como fusible.

4.4.1.4. Ensayos realizados a eslinga de poliéster y a perno de seguridad

Hasta este punto se han determinado los esfuerzos últimos en los cuales un acople tradicional de dados y entredós fallará. A continuación, se presentan los resultados de un ensayo de tensión realizado a una eslinga de poliéster y el ensayo de corte realizado a un perno de seguridad. El objetivo es comparar los datos obtenidos de los ensayos con los datos calculados para el acople tradicional de dados y entredós y de esta manera concluir cuál acople tiene ventaja desde el punto de vista técnico.

En un acople flexible de eslingas de poliéster, la parte que realiza el trabajo y que lleva los mismos esfuerzos que el eje cuadrado o entredós es precisamente, la eslinga de poliéster. Esta pieza fue sometida a un ensayo de tensión como se muestra en la figura 38.

Figura 38. **Prueba de tensión de eslinga de poliéster**



Fuente: elaboración propia.

La probeta se sujetó a la máquina por medio de barras de hierro corrugada de 1 pulgada de diámetro en cada extremo. La carga fue aplicada constantemente hasta llegar a 10 000 Kg. De este punto en adelante las barras utilizadas para sujeción empezaron a fallar. Se detuvo el ensayo. Aunque el ensayo no fue conclusivo, se puede determinar que la eslinga resiste mínimo 10 000 Kg y no presenta ningún daño considerable. La figura 39 muestra la eslinga antes de ser sometida al ensayo.

Figura 39. **Eslinga de poliéster antes del ensayo a tensión**



Fuente: elaboración propia.

En estas condiciones la eslinga tenía una longitud de 110 cm. La figura 40 muestra la eslinga después de ser sometida al ensayo.

Figura 40. **Eslinga de poliéster después del ensayo a tensión**



Fuente: elaboración propia.

Como se dijo con anterioridad, la eslinga no presenta ninguna deformación a la carga última que se pudo medir.

Conociendo la carga mínima que se sabe con certeza soporta la eslinga sin fallar, se debe comparar con la carga última del entredós calculada en los incisos 4.4.1.1 y 4.4.1.2. De esta manera se tiene:

Esfuerzo estático de 163,80 MPa igual a $163,80 \times 10^6 \text{ Pa}$ que, al multiplicarlo por el área de la sección transversal, brinda la carga última que resiste, entonces:

$$163,80 \times 10^6 \text{ N/m}^2 \times 0,1124 \text{ m}^2 = 18\,411\,120 \text{ N equivalentes a } 1,8774 \times 10^6 \text{ Kgf.}$$

De la misma manera, se tiene un esfuerzo de fatiga de 57,10 MPa igual a $57,10 \times 10^6 \text{ N/m}^2$ que, al multiplicarlo por el área de la sección transversal se tiene:

$$57,10 \times 10^6 \text{ N/m}^2 \times 0,1124 \text{ m}^2 = 6\,418\,040 \text{ N equivalentes a } 654\,458 \text{ Kgf.}$$

Antes de poder dar una conclusión, cabe mencionar que el acople flexible de eslingas de poliéster posee 8 eslingas; cada una resiste un mínimo de 10 000 Kgf, es decir, el acople resiste en total 80 000 Kgf. La eslinga probeta no es nueva, ha trabajado durante tres zafras continuas, equivalentes a 12 288 horas de trabajo, y bajo estas condiciones la máquina de ensayos universal fue incapaz de romperla. Entonces:

$$\text{Carga estática entredós} = 1,8774 \times 10^6 \text{ Kgf}$$

$$\text{Carga fatiga entredós} = 654\,458 \text{ Kgf}$$

$$\text{Carga 8 eslingas de acople flexible} = 80\,000 \text{ Kgf}$$

Claramente se puede observar que el acople tradicional de dados y entredós soporta más carga; sin embargo, como se desconoce la carga con la cual la eslinga de poliéster falla, no se pudo concluir que el acople tradicional sea mejor desde el punto de vista técnico.

Ahora se procede a analizar el perno de seguridad. El perno de seguridad realiza la misma función que el dado; es decir, está diseñado para fallar antes que las eslingas de poliéster y de esta manera proteger la vida humana y los equipos.

El perno de seguridad es, originalmente, como se muestra en la figura 41.

Figura 41. **Perno de seguridad antes de ser sometido a ensayo de corte**



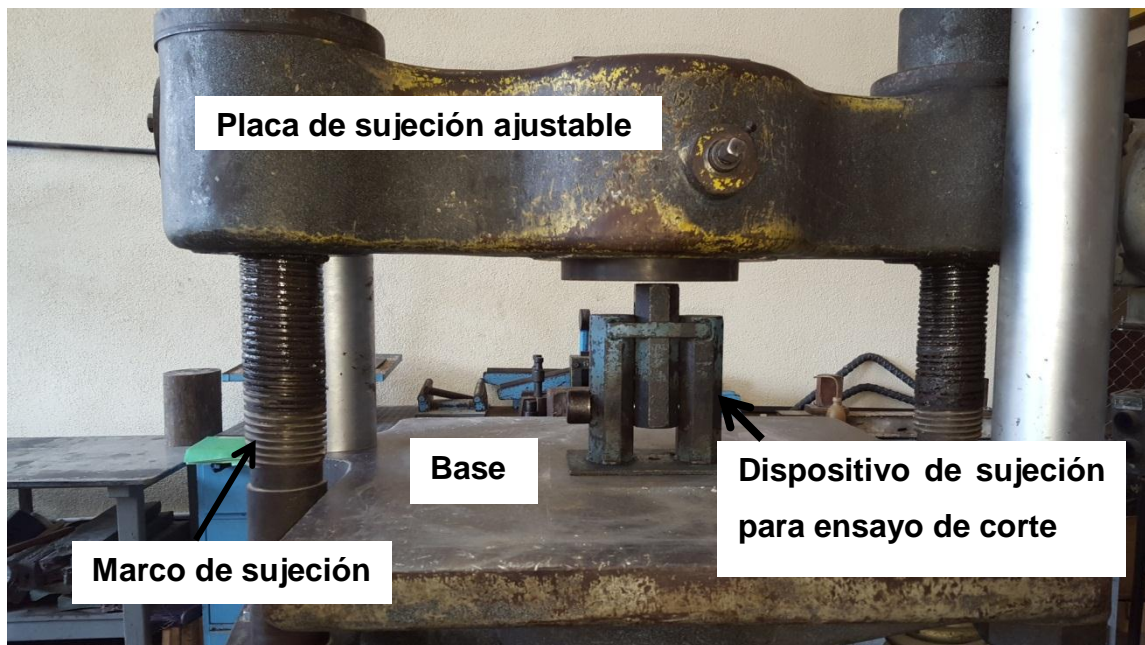
Fuente: elaboración propia.

El perno es de hierro gris, tiene diámetro de 2,5 cm con una longitud de 21 cm, tiene una hendidura por todo el diámetro a 8,5 cm de la cabeza del mismo con el objetivo que falle en esa sección por concentración de esfuerzo, sin embargo, el perno tuvo que maquinarse a un diámetro de 1,75 cm para que pudiera ser ensayado, esto limitó considerablemente la carga a la cual falló.

A pesar de esto el autor consideró necesario realizar el ensayo para tratar de sacar alguna conclusión.

La figura 42 muestra el perno listo para someterse al ensayo de corte directo.

Figura 42. **Perno listo para ser sometido a corte directo**



Fuente: elaboración propia.

El perno falló en dos partes y quedó como se muestra en la figura 43.

Figura 43. **Perno después de ser sometido al ensayo de corte puro**



Fuente: elaboración propia.

El perno falló a una carga de 41 000 Kgf, equivalentes a 401 800 N, en dos partes de su sección transversal. Por lo tanto, la ecuación de esfuerzo cortante queda como sigue:

$$T = \frac{P}{2A} = \frac{401\,800\,N}{2 \times (\pi \times 0,175m)^2} = 2,088\,MPa$$

De la sección 4.4.1.3. el esfuerzo calculado de falla del dado fue de 9,13 MPa. Evidentemente el dado resiste más las cargas a las que se somete un acople; sin embargo, la prueba no es conclusiva debido a que se tuvo que maquinar el perno hasta en un 70 % de su diámetro nominal para poder ser ensayado.

Ya se hizo la comparación de los acoples desde el punto de vista técnico y la investigación no arroja resultados conclusivos; sin embargo, se puede enfrentar el problema desde otras perspectivas. Estas perspectivas son desde el punto de vista de mantenimiento y desde el punto de vista económico.

5. VENTAJAS DE IMPLEMENTAR ACOPLES FLEXIBLES DE ESLINGAS DE POLIÉSTER

El objetivo de este capítulo es comparar los índices de clase mundial de mantenimiento de un acople de dados y entredós y uno de eslingas de poliéster. Cabe mencionar que la información fue proporcionada por un ingenio azucarero el cual, realizó un cambio de acople tradicional a uno de eslingas de poliéster en el mismo molino, usando el mismo motor eléctrico y la misma transmisión, esto descarta variaciones por el uso de un diferente sistema de potencia.

Anteriormente el objetivo principal de la industria, especialmente en países occidentales, era obtener la máxima rentabilidad de sus productos y servicios para una inversión dada. A partir de la década de 1980, el consumidor pasó a ser considerado un elemento de suma importancia lo cual ocurrió gracias a la introducción de las industrias orientales. Los consumidores empezaron a exigir calidad de los productos y servicios, de esta manera, si una industria quería mantenerse en el feroz mercado internacional, la calidad era un factor importante a tomar en cuenta.

Este avance no se debe solamente a los asiáticos. En 1975 la Organización de las Naciones Unidas definía la actividad final de cualquier entidad organizada como producción = operación + mantenimiento, donde al segundo factor se le pueden dar las siguientes atribuciones:

- Reducción del tiempo de paralización de los equipos que afectan la operación.
- Reparación, en tiempo oportuno, de los daños que reducen el potencial de ejecución de servicios.
- Garantía de funcionamiento de las instalaciones, de manera que los productos o servicios satisfagan criterios establecidos por el control de la calidad y estándares preestablecidos.

Las atribuciones anteriores ponen en evidencia lo importante que es el mantenimiento de cualquier equipo. El mantenimiento industrial ha pasado, con el transcurrir de los años, de ser una unidad de apoyo a todo un engranaje importante en la planificación y desempeño de cualquier industria. En este sentido se han desarrollado índices de clase mundial que sirven para evaluar la gestión de mantenimiento que se le brinda a cualquier equipo.

5.1. Índices de mantenimiento de clase mundial

Son llamados índice de clase mundial porque pueden ser utilizados según la misma expresión en todos los países:

- Tiempo medio entre fallas: relación entre el producto del número de ítems por sus tiempos de operación y el número total de fallas detectadas en esos ítems, en el período observado.

$$TMEF = \frac{NOIT \times HROP}{\sum NTMC}$$

- Tiempo medio para reparación: relación entre el tiempo total de intervención correctiva en un conjunto de ítems con falla y el número total de fallas detectadas en esos ítems, en el período observado.

$$TMPR = \frac{\sum HTMC}{NTMC}$$

- Disponibilidad de equipos: relación entre la diferencia del número de horas del período considerado (horas calendario) con el número de horas de intervención por el personal de mantenimiento para cada ítem observado y el número total de horas del período considerado.

$$DISP = \frac{\sum (H_{CAL} - H_{TMN})}{\sum H_{CAL}} * 100$$

La disponibilidad del ítem representa el porcentaje del tiempo en que quedó a disponibilidad el equipo para el usuario. Este índice puede expresarse de manera más simple en función de los índices tiempo medio entre fallas (TMEF) y tiempo medio para reparación (TMPR) de la siguiente manera:

$$DISP = \frac{TMEF}{TMEF + TMPR} * 100$$

- Tiempo medio entre mantenimientos preventivos: relación entre el producto del número de ítems por sus tiempos de operación, con relación al número total de intervenciones preventivas, en el período observado.

$$TPEP = \frac{NOIT \times HROP}{\sum NTMP}$$

- Tiempo medio para intervenciones preventivas: relación entre el tiempo total de intervención preventiva en un conjunto de ítems y el número total de intervenciones preventivas en esos ítems, en el período observado.

$$TPMP = \frac{\sum HRMP}{NTMP}$$

- Tasa de falla observada: relación entre el número total de ítems con falla y el tiempo total acumulado durante el cual este conjunto fue observado.

$$TXFO = \frac{NTMC}{\sum HROP}$$

- Tasa de reparación: relación entre el número total de ítems con falla y el tiempo total de intervenciones correctivas en esos ítems, en el período observado.

$$TXRP = \frac{NTMC}{\sum HRMC}$$

- No conformidad de mantenimientos: relación entre el total de mantenimientos previstos menos el total de mantenimientos ejecutados en un período considerado y el total de mantenimientos previstos en ese período.

$$NCFM = \frac{NMPR - NMEX}{NMPR} * 100$$

- Sobrecarga de servicios de mantenimiento: relación entre la diferencia de las horas de servicios ejecutados y previstos, para un determinado período de tiempo y las horas de servicios previstos para ese período.

$$SCSM = \frac{\sum HMEX - \sum HMPR}{\sum HMPR} * 100$$

Este índice es calculado, cuando el número de horas de servicios ejecutados es superior al número de horas previstas para el período considerado, de suceder lo inverso se aplica el siguiente índice.

- Alivio de servicios de mantenimiento: relación entre la diferencia de las horas de servicios previstos y ejecutados para un determinado período de tiempo y las horas de servicios previstos para ese período.

$$ALSM = \frac{\sum HMPR - \sum HMEX}{\sum HMPR} * 100$$

Al comparar los índices de clase mundial en la gestión de mantenimiento de ambos equipos queda implícito el análisis de un historial de fallas y con ello se puede llegar a validar cuál equipo tiene la ventaja desde el punto de vista de mantenimiento industrial.

5.2. Análisis de mantenimiento de un acople tradicional de dados y entredós

Para realizar este análisis primero se tomarán los datos que se tienen acerca del mantenimiento del acople de dados y entredós desde noviembre del 2007 a mayo de 2010. La tabla IV muestra esta información.

Tabla IV. **Histórico de mantenimiento, acople de dados y entredós**

ITEM	FECHA INICIO	FECHA FINAL	FALLA	HORAS	TIPO MANTO.	PERÍODO
1	02/11/2007	05/11/2007	Mantenimiento de acoples	34.00	Preventivo	Reparación
2	02/04/2008	03/04/2008	Acople dañado lado espiga del molino	31.50	Correctivo	Zafra
3	01/02/2009	01/02/2009	Barrerse acople de molino	4.00	Correctivo	Zafra
4	21/10/2009	27/10/2009	Mantenimiento acoples	45.00	Preventivo	Reparación
5	26/12/2009	26/12/2009	Cambio de dado por falla	5.84	Correctivo	Zafra
6	14/01/2010	14/01/2010	Reparación con soldadura de acople barrido	16.34	Correctivo	Zafra
7	14/01/2010	21/01/2010	Reparación con soldadura de acople barrido	82.90	Correctivo	Zafra
8	21/03/2010	21/03/2010	Barrerse acople de molino	8.50	Correctivo	Zafra
9	16/04/2010	16/04/2010	Cambio de dado por falla	5.84	Correctivo	Zafra
TOTALES				233.92		

Fuente: Departamento de Gestión de Mantenimiento, Ingenio Santa Ana.

El primer índice a calcular es el tiempo medio entre fallas o TMEF que se expresa de la siguiente manera:

$$TMEF = \frac{NOIT \times HROP}{\sum NTMC}$$

Donde:

NOIT = número de equipos. En este caso solo se está analizando el acople tradicional de dados y entredós, por lo tanto, es igual a 1.

HROP = tiempo de operación. Para calcular este tiempo en el período deseado se debe tomar en cuenta que el trabajo es continuo durante la época de zafra; es decir, se resta a las horas de cada zafra que existen en el período, el tiempo que estuvo fuera de operación debido a mantenimiento preventivo o mantenimiento correctivo. Las zafras y las horas de cada una se muestran en la siguiente tabla.

Tabla V. **Horas totales de trabajo por zafra, acople tradicional en dados y entredós**

ZAFRA	DÍAS	HORAS
Zafra 2 007 - 2 008	153	3,672
Zafra 2 008 - 2 009	154	3,696
Zafra 2 009 - 2 010	171	4,104
TOTALES	478	11,472

Fuente: Departamento de Gestión de Mantenimiento, Ingenio Santa Ana.

Por lo tanto, $HROP = 11\,472 - (31,50 + 4 + 5,84 + 16,34 + 82,90 + 8,50 + 5,84) = 11\,317,08$ horas.

NTMC = número total de fallas detectadas. Este dato se obtendrá de la tabla IV, simplemente contando los ítems que se refieran a mantenimientos correctivos, debido que estos se hacen cuando se presenta una falla en el acople. Haciendo la observación se tiene que NTMC = 7 fallas. Sustituyendo datos se tiene que:

$$TMEF = \frac{1 \times (11\,317.08 \text{ horas})}{7 \text{ fallas}}$$

$$TMEF = 1\,616,73 \text{ horas/falla}$$

El segundo índice a aplicar es el tiempo medio para reparación o TMPR que se expresa de la siguiente manera:

$$TMPR = \frac{\sum HTMC}{NTMC}$$

Donde:

HTMC = tiempo total de intervención correctiva. Sumando solamente los tiempos de los ítems que son de mantenimiento correctivo se tiene un HTMC = 154,92 horas.

NTMC = número total de fallas detectadas. Ya se tiene este dato del cálculo del índice anterior como NTMC = 7. Sustituyendo los datos en la fórmula se obtiene:

$$TMPR = \frac{154,92 \text{ horas}}{7 \text{ fallas}}$$

$$TMPR = 22,13 \text{ horas/falla}$$

El siguiente índice a calcular es el índice de disponibilidad que se expresa con la siguiente ecuación:

$$DISP = \frac{\sum(HCAL - HTMN)}{\sum HCAL} * 100$$

Donde:

HCAL = número total de horas calendario. Este dato es proporcionado por la tabla V la cual indica que HCAL = 11 472 horas.

HTMN = horas total de todos los mantenimientos. Este dato lo proporciona la tabla IV e indica que HTMN = 154,92 horas excluyendo tiempo de mantenimiento en período de reparación. Sustituyendo se obtiene:

$$DISP = \frac{11\,472 \text{ horas} - 154.92 \text{ horas}}{11\,472} * 100$$

$$DISP = 98 \%$$

Otra forma de calcular el índice de disponibilidad absoluta es de la manera siguiente:

$$DISP = \frac{TMEF}{TMEF + TMPR} * 100$$

Donde:

TMEF = tiempo medio entre fallas. Se calculó anteriormente como 1 616,73 horas/ falla.

TMPR = tiempo medio para reparación. Se calculó como 22.13 horas/falla. Sustituyendo se tiene:

$$DISP = \frac{1\,616,73 \text{ horas/falla}}{1\,616,73 \frac{\text{horas}}{\text{falla}} + 22,13 \text{ horas/falla}} * 100$$

$$DISP = 98,65 \%$$

El cálculo anterior se hizo con el objetivo de corroborar este índice debido a su importancia.

El siguiente índice a calcular es el tiempo medio entre mantenimientos preventivos que se calcula con la siguiente fórmula:

$$TPEP = \frac{NOIT \times HROP}{\sum NTMP}$$

Donde:

NOIT = número de ítems a analizar. En este caso solo es uno.

HROP = tiempo de operación. Se calculó con anterioridad como 11 317,08 horas.

NTMP = número total de intervenciones preventivas. Según la tabla IV solamente existieron 2 intervenciones preventivas en el período considerado, de esta manera NTMP = 2. Sustituyendo los datos se obtiene:

$$TPEP = \frac{1 \times (11\,317,08 \text{ horas})}{2 \text{ intervenciones preventivas}}$$

TPEP = 5 658,54 horas/intervención preventiva

A continuación, se procede a calcular el tiempo medio para intervenciones preventivas que se expresa de la siguiente forma:

$$TPMP = \frac{\sum HRMP}{NTMP}$$

Donde:

HRMP = tiempo total de intervención preventiva. Analizando la tabla IV se puede observar que el total de horas invertidas en mantenimiento preventivo es de 79.

NTMP = número total de intervenciones preventivas. Se observa de la tabla IV que este número es 2. Sustituyendo en la fórmula siguiente se tiene:

$$TPMP = \frac{79 \text{ horas}}{2 \text{ intervenciones preventivas}}$$

$$TPMP = 39,5 \text{ horas/intervención preventiva}$$

A continuación, se calcula la tasa de falla observada que se expresa como:

$$TXFO = \frac{NTMC}{\sum HROP}$$

Donde:

NTMC = número de fallas. Se calculó con anterioridad es igual a 7.

HROP = tiempo de operación. Se calculó con anterioridad y es igual a 11 317,08 horas. Sustituyendo datos en la fórmula anterior se tiene:

$$TXFO = \frac{7 \text{ fallas}}{11 \ 317,08 \text{ horas}}$$

$$TXFO = 0,00062 \text{ falla/hora}$$

El índice a calcular a continuación es la tasa de reparación, que se expresa de la siguiente forma:

$$TXRP = \frac{NTMC}{\sum HRMC}$$

Donde:

NTMC = número de fallas. Se calculó con anterioridad, es igual a 7.

HRMC = tiempo total de intervenciones correctivas. Este dato se obtiene sumando, de la tabla IV, todos los ítems que sean tipo de mantenimiento correctivo, por lo tanto, HRMC = 154,92 horas.

Sustituyendo datos en la fórmula anterior se obtiene:

$$TXRP = \frac{7 \text{ fallas}}{154,92 \text{ horas}}$$

TXRP = 0,045 falla/hora

A continuación, se calcula el índice de no conformidad con la siguiente ecuación:

$$NCFM = \frac{NMPR - NMEX}{NMPR} * 100$$

Donde:

NMPR = total de mantenimientos previstos. Se tomarán como mantenimientos previstos los que se muestran en la tabla IV; es posible apreciar como mantenimientos preventivos. Es decir, NMPR = 2.

NMEX = total de mantenimientos ejecutados. Según la tabla IV el total de mantenimientos ejecutados es 9. Al sustituir datos se tiene que:

$$NCFM = \frac{2 - 9}{9} * 100$$

$$NCFM = - 77,78 \%$$

El índice es negativo e indica que los mantenimientos ejecutados fueron mayores a los mantenimientos previstos. En este caso se procede a calcular el índice de sobrecarga de servicios de mantenimiento. La ecuación para este índice es como sigue:

$$SCSM = \frac{\sum HMEX - \sum HMPR}{\sum HMPR} * 100$$

Donde:

HMEX = horas de servicios de mantenimiento ejecutados. De la tabla IV se extrae el dato que es HMEX = 233,92 horas.

HMPR = horas de servicios de mantenimiento previstos. De nuevo, se tomará en cuenta los datos de la tabla IV, solamente los mantenimientos preventivos, de esta manera tenemos que HMPR = 79 horas. Sustituyendo en la fórmula se tiene que:

$$SCSM = \frac{233,92 \text{ horas} - 79 \text{ horas}}{79 \text{ horas}} * 100$$

$$SCSM = 196,10 \%$$

A continuación, la tabla VI presenta un resumen de todos los índices calculados para el acople tradicional de dados y entredós.

Tabla VI. **Resumen de resultados**

ÍNDICE	RESULTADO
Tiempo medio entre fallas (TMEF)	1 616.73 horas/falla
Tiempo medio para reparación (TMPR)	22.13 horas/falla
Índice de disponibilidad (DISP)	98%
Tiempo medio entre mantenimientos preventivos (TPEP)	5 658.54 horas/intervención preventiva
Tiempo medio para intervenciones preventivas (TPMP)	39.5 horas/intervención preventiva
Tasa de falla observada (TXFO)	0.00062 falla/hora
Tasa de reparación (TXRP)	0.045 falla/hora
Índice de no conformidad (NCFM)	-77.78%
Índice de sobrecarga de servicios de mantenimiento (SCSM)	196.10%

Fuente: elaboración propia.

5.3. Análisis de mantenimiento de un acoplamiento de eslingas de poliéster

Para realizar este análisis, como en el inciso 5.2., primero se tomarán los datos que se tienen sobre el mantenimiento del acople flexible de eslingas de poliéster desde marzo 2011 hasta enero 2015. La tabla VII muestra esta información.

Cabe mencionar que los ítems numerales 1, 4, 5, 7, 14 de la tabla VII se consideran como mantenimiento preventivo; sin embargo, estos trabajos no afectan el tiempo de operación del acople, son básicamente trabajos de fabricación y maquinado de piezas.

Tabla VII. **Histórico de mantenimiento, acople de eslingas de poliéster**

ITEM	FECHA INICIO	FECHA FINAL	FALLA	HORAS	TIPO MANTO.	PERÍODO
1	04/03/2011	06/03/2011	Realizar ranura a 50 tornillos allen para acople flexible según plano	22.00	Preventivo	Zafra
2	18/05/2011	19/05/2011	Mantenimiento de acople flexible	32.00	Preventivo	Zafra
3	02/03/2012	02/03/2012	Cambio de tornillos de tapadera de eslinga	4.00	Correctivo	Zafra
4	06/03/2012	06/03/2012	Maquinar 4 pasadores y 8 contratueras para el acople flexible	24.00	Preventivo	Zafra
5	08/03/2012	13/03/2012	Fabricar tensor	120.00	Preventivo	Zafra
6	04/06/2012	08/11/2012	Mantenimiento de acople flexible	256.00	Preventivo	Reparación
7	06/04/2013	06/04/2013	Fabricar 4 orejas con agujero ovalado, 4 orejas con agujero circular, 5 pasadores de 4-3/4" x 18" de largo, 4 pernos de 3" x 27" y 8 tuercas y contratueras para acople flexible.	76.00	Preventivo	Zafra
8	25/04/2013	25/04/2013	Cambio de tornillos de acople flexible	4.00	Correctivo	Zafra
9	21/06/2013	18/10/2013	Mantenimiento de acople flexible	118.00	Preventivo	Reparación
10	17/03/2014	17/03/2014	Mantenimiento de acople flexible	23.50	Preventivo	Zafra
11	18/03/2014	18/03/2014	Cambio de tensor en acople flexible	15.00	Correctivo	Zafra
12	17/03/2014	17/03/2014	Desajuste de tuercas.	9.50	Correctivo	Zafra
13	01/05/2014	01/05/2014	Mantenimiento de acople flexible	23.00	Preventivo	Zafra
14	02/10/2014	02/10/2014	Maquinar 8 pasadores de 4-3/4" de diámetro	12.31	Preventivo	Reparación
TOTALES				739.31		

Fuente: Departamento de Gestión de Mantenimiento, Ingenio Santa Ana.

La tabla VIII, que se presenta a continuación, muestra las horas totales laboradas en las zafras del período considerado para este acople.

Tabla VIII. **Horas totales de trabajo por zafra, acople flexible de eslingas de poliéster**

ZAFRA	DÍAS	HORAS
Zafra 2 011 - 2 012	149	3,576
Zafra 2 012 - 2 013	179	4,296
Zafra 2 013 - 2 014	184	4,416
TOTALES	512	12,288

Fuente: Departamento de Gestión de Mantenimiento, Ingenio Santa Ana.

Existe una diferencia de 34 días entre ambos períodos que equivale a 816 horas. Esta diferencia se debe a que los períodos de zafra se extienden, nunca son iguales; sin embargo, el autor considera esta diferencia mínima y que los resultados en los cálculos de los índices de mantenimiento no se verán afectados.

El primer índice a aplicar, como se indicó en el inciso 5.2., es el tiempo medio entre fallas o TMEF que se expresa con la siguiente ecuación:

$$TMEF = \frac{NOIT \times HROP}{\sum NTMC}$$

Donde:

NOIT = número de equipos. En este caso se está analizando el acople de eslingas de poliéster, por lo tanto, es igual a 1.

HROP = tiempo de operación. El cálculo de este dato se hace de igual manera que para el acople tradicional de dados y entredós. Salvo que no se deben tomar en cuenta los ítems numerales 1, 4, 5, 7, 14 de la tabla VII debido a que no afectan el tiempo de operación del acople. De la tabla VIII se tiene que, para el período considerado, existen 12 288 horas de operación de las cuales se debe sustraer las horas de mantenimiento correctivo y las horas de mantenimiento preventivo durante el período de zafra. La tabla VII brinda las horas ejecutadas de mantenimiento. Entonces:

$$HROP = 12\,288 - (32 + 4 + 4 + 23,50 + 15 + 9,50 + 23) = 12\,177 \text{ horas}$$

NTMC = número total de fallas detectadas. La tabla VII indica que NTMC = 4. Sustituyendo datos se obtiene lo siguiente:

$$TMEF = \frac{1 \times 12\,177 \text{ horas}}{4 \text{ fallas}}$$

$$TMEF = 3\,044,25 \text{ horas/falla}$$

El siguiente índice a calcular es el tiempo medio para reparación o TMPR. La ecuación es la siguiente:

$$TMPR = \frac{\sum HTMC}{NTMC}$$

Donde:

HTMC = tiempo total de intervención correctiva. Sumando los tiempos de mantenimientos correctivos que nos brinda la tabla VII se tiene un HTMC = 32,5 horas.

NTMC = número total de fallas detectadas. Del índice anterior se tiene un NTMC = 4. Sustituyendo se tiene que:

$$TMPR = \frac{32,5 \text{ horas}}{4 \text{ fallas}}$$

$$TMPR = 8,125 \text{ horas/falla}$$

El siguiente índice a calcular es el índice de disponibilidad. Este índice se calculará como se hizo en el inciso 5.2., índice de disponibilidad absoluta, índice

de disponibilidad relativo al mantenimiento correctivo e índice de disponibilidad relativo al mantenimiento preventivo.

El índice de disponibilidad se calcula con la siguiente expresión:

$$DISP = \frac{\sum(HCAL - HTMN)}{\sum HCAL} * 100$$

Donde:

HCAL = número total de horas calendario. Dato proporcionado por la tabla VIII, la cual indica que HCAL = 12 288 horas.

HTMN = horas total de todos los mantenimientos excluyendo los numerales 1, 4, 5, 7,14 y las horas de mantenimiento en período de reparación. La tabla VIII indica que HTMN = 111 horas. Sustituyendo datos se tiene:

$$DISP = \frac{12\,288\,horas - 111\,horas}{12\,288\,horas} * 100$$

DISP = 99 %

Se procede a calcular con la ecuación alternativa:

$$DISP = \frac{TMEF}{TMEF + TMPR} * 100$$

Donde:

TMEF = tiempo medio entre fallas.

Calculado anteriormente como 3 044,25 horas/falla.

TMPR = tiempo medio para reparación. Calculado anteriormente como 8,125 horas/falla.

$$DISP = \frac{3\,044,25 \text{ horas/falla}}{3\,044,25 \frac{\text{horas}}{\text{falla}} + 8,125 \text{ horas/falla}} * 100$$

DISP = 99 %

A continuación, se calcula el tiempo medio entre mantenimientos preventivos que se expresa con la siguiente ecuación:

$$TPEP = \frac{NOIT \times HROP}{\sum NTMP}$$

Donde:

NOIT = número de ítems a analizar. En este caso solo es uno.

HROP = tiempo de operación.

Se calculó con anterioridad como 12 177 horas.

NTMP = número total de intervenciones preventivas. Según la tabla VII existieron 9 intervenciones preventivas en el período considerado, de esta manera NTMP = 9. Sustituyendo da:

$$TPEP = \frac{1 \times (12\,177 \text{ horas})}{9 \text{ intervenciones preventivas}}$$

TPEP = 1 353 horas/intervención preventiva

El tiempo medio para intervenciones preventivas o TPMP se calcula con la siguiente expresión:

$$TPMP = \frac{\sum HRMP}{NTMP}$$

Donde:

HRMP = tiempo total de intervención preventiva. Según la tabla VII el total de horas de mantenimiento preventivo es de 706,81 horas.

NTMP = número total de intervenciones preventivas. De la tabla VII NTMP = 9.

$$TPMP = \frac{706,81 \text{ horas}}{9 \text{ intervenciones preventivas}}$$

TPMP = 78,53 horas/intervención preventiva

La tasa de falla observada se calcula con la siguiente ecuación:

$$TXFO = \frac{NTMC}{\sum HROP}$$

Donde:

NTMC = número de fallas. Se contabilizan, de la tabla VII, el número total de fallas como 4.

HROP = tiempo de operación. Se calculó con anterioridad y es igual a 12 177 horas. Sustituyendo datos en la fórmula anterior se tiene:

$$TXFO = \frac{4 \text{ fallas}}{12\,177 \text{ horas}}$$

TXFO = 0,00033 falla/hora.

El índice a calcular a continuación es la tasa de reparación, que se expresa de la siguiente forma:

$$TXRP = \frac{NTMC}{\sum HRMC}$$

Donde:

NTMC = número de fallas. Se calculó con anterioridad es igual a 4.

HRMC = tiempo total de intervenciones correctivas. Este dato se obtiene sumando, de la tabla VII, todos los tiempos de los ítems que sean tipo de mantenimiento correctivo, por lo tanto, HRMC = 32,5 horas.

Sustituyendo datos en la fórmula anterior se tiene:

$$TXRP = \frac{4 \text{ fallas}}{32,5 \text{ horas}}$$

TXRP = 0,12 falla/hora

A continuación, se calcula el índice de no conformidad con la siguiente ecuación:

$$NCFM = \frac{NMPR - NMEX}{NMPR} * 100$$

Donde:

NMPR = total de mantenimientos previstos. Se tomarán como mantenimientos previstos los que, en la tabla VII, se muestran como mantenimiento preventivo. Es decir, NMPR = 10.

NMEX = total de mantenimientos ejecutados. Según la tabla VII el total de mantenimientos ejecutados es 14. Al sustituir datos se tiene que:

$$NCFM = \frac{10 - 14}{9} * 100$$

$$NCFM = - 40 \%$$

El índice negativo indica que los mantenimientos ejecutados fueron mayores a los mantenimientos previstos. En este caso se procede a calcular el índice de sobrecarga de servicios de mantenimiento. La ecuación para este índice es como sigue:

$$SCSM = \frac{\sum HMEX - \sum HMPR}{\sum HMPR} * 100$$

Donde:

HMAX = horas de servicios de mantenimiento ejecutados. De la tabla VII se extrae el dato que es HMAX = 739,31 horas.

HMPR = horas de servicios de mantenimiento previstos. De nuevo, se tomará en cuenta, de la tabla VII, solamente los mantenimientos preventivos, de esta manera se tiene que HMPR = 706,81 horas. Sustituyendo en la fórmula se tiene que:

$$SCSM = \frac{739,31 \text{ horas} - 706,81 \text{ horas}}{706,81 \text{ horas}} * 100$$

$$SCSM = 4,60 \%$$

A continuación, la tabla IX presenta un resumen de todos los índices calculados para el acople de eslingas de poliéster.

Tabla IX. **Resumen de resultados acople de eslingas de poliéster**

ÍNDICE	RESULTADO
Tiempo medio entre fallas (TMEF)	3 044.25 horas/falla
Tiempo medio para reparación (TMPR)	8.125 horas/falla
Índice de disponibilidad (DISP)	99%
Tiempo medio entre mantenimientos preventivos (TPEP)	1 353 horas/intervención preventiva
Tiempo medio para intervenciones preventivas (TPMP)	78.53 horas/intervención preventiva
Tasa de falla observada (TXFO)	0.00033 falla/hora
Tasa de reparación (TXRP)	0.12 falla/hora
Índice de no conformidad (NCFM)	-40.00%
Índice de sobrecarga de servicios de mantenimiento (SCSM)	4.60%

Fuente: elaboración propia.

Tabla X. **Comparación de resultados entre los acoples**

ÍNDICE	ACOPLE TRADICIONAL DE DADOS Y ENTREDÓS	ACOPLE FLEXIBLE DE ESLINGAS DE POLIÉSTER
Tiempo medio entre fallas (TMEF)	1 616.73 horas/falla	3 044.25 horas/falla
Tiempo medio para reparación (TMPR)	22.13 horas/falla	8.125 horas/falla
Índice de disponibilidad (DISP)	98%	99%
Tiempo medio entre mantenimientos preventivos (TPEP)	5 658.54 horas/intervención preventiva	1 353 horas/intervención preventiva
Tiempo medio para intervenciones preventivas (TPMP)	39.5 horas/intervención preventiva	78.53 horas/intervención preventiva
Tasa de falla observada (TXFO)	0.00062 falla/hora	0.00033 falla/hora
Tasa de reparación (TXRP)	0.045 falla/hora	0.12 falla/hora
Índice de no conformidad (NCFM)	-77.78%	-40.00%
Índice de sobrecarga de servicios de mantenimiento (SCSM)	196.10%	4.60%

Fuente: elaboración propia.

La tabla X muestra una comparación de los índices de mantenimiento de ambos acoples. Los resultados que son posibles de apreciar a continuación, indican lo siguiente:

- El tiempo medio entre fallas es casi el doble para el acople flexible de eslingas de poliéster, es decir, pasa casi el doble de tiempo medio para que se presente una falla en dicho acople.
- El tiempo medio para reparación es mucho menor en el acople flexible de eslingas de poliéster, lo que refleja que toma 14 horas menos en tiempo medio para reparar el acople de eslingas de poliéster a comparación del acople tradicional de dados y entredós.
- Aunque ambos acoples muestran una disponibilidad más que aceptable, el acople flexible de eslingas de poliéster tiene mejor índice de disponibilidad por 1 %, lo que quiere decir que estuvo más tiempo disponible.

- A lo que se refiere al tiempo medio entre mantenimientos preventivos el acople flexible de eslingas de poliéster tiene un menor tiempo por 4 305,54 horas, significa que a dicho acople se le ejecutan mayor cantidad de mantenimiento preventivo.
- El índice de tiempo medio para intervenciones preventivas es casi el doble en el acople flexible de eslingas de poliéster comparándolo con el acople tradicional de dados y entredós, esto concuerda perfectamente con el índice de tiempo medio entre mantenimientos preventivos. Quiere decir que el mantenimiento en el acople flexible de eslingas de poliéster ha sido, casi en su totalidad, preventivo.
- En el índice de tasa de falla observada en ambos acoples es muy bajo, sin embargo, en el acople flexible de eslingas de poliéster es aproximadamente la mitad que el acople tradicional de dados y entredós, es decir, por cada dos fallas que pueda presentar el acople tradicional de dados y entredós, el acople flexible de eslingas de poliéster falla en una ocasión. Tiene mucho sentido debido al mantenimiento preventivo que se ejecuta en el último.
- En el índice de tasa de reparación existe mayor tiempo en el acople flexible de eslingas de poliéster debido a que es más complejo, por lo tanto, las reparaciones son más complejas tomando más tiempo en ser ejecutadas.
- Lo referente al índice de no conformidad, ambos presentan resultados negativos, es decir, los mantenimientos previstos han sido menores a los ejecutados; sin embargo, el índice es menor en el acople flexible de

eslingas de poliéster a pesar de que el mantenimiento es casi solamente preventivo.

- Debido a que el índice de no conformidad es negativo en ambos, existe índice de sobrecarga de servicios de mantenimiento, pero claramente es menor el índice de sobrecarga en el acople flexible de eslingas de poliéster debido a que la cantidad de mantenimiento preventivo es mucho mayor haciendo la sobrecarga de apenas un 4,60 %.

Con esta comparación, se puede verificar que desde el punto de vista del mantenimiento, el acople flexible de eslingas de poliéster es la mejor opción.

6. ANÁLISIS COSTO-BENEFICIO DE LA IMPLEMENTACIÓN DE UN ACOUPLE FLEXIBLE DE ESLINGAS DE POLIÉSTER EN LUGAR DE UN ACOUPLE TRADICIONAL DE DADOS Y ENTREDÓS

En el desarrollo de esta investigación, se ha comparado un acople de eslingas de poliéster contra un acople tradicional de dados y entredós desde el punto de vista técnico (capítulo 4) y desde el punto de vista de mantenimiento (capítulo 5); ahora es el turno de compararlos desde el punto de vista económico, para ello se realizará un análisis costo beneficio. Se tomarán en cuenta los costos de inversión, envío, mantenimiento en zafra y reparación, repuestos y mano de obra. Como beneficio se tomará en cuenta el ahorro que representa no detener un molino por problemas en el acople.

Antes de entrar en materia con el análisis costo beneficio se debe tomar en cuenta, con base en las tablas IV y VII, cuál de los dos acoples representa menos pérdida. Para calcular la pérdida se deben multiplicar las horas ejecutadas de mantenimientos correctivos durante la zafra por el costo que representa detener un molino por hora. Los datos que se presentan en la tabla XI fueron proporcionados por el Ingenio Santa Ana.

Tabla XI. **Costos de detención de un molino para azúcar**

28 % de bagazo por tonelada de caña
0.3 unidades de incremento de pol de bagazo
450 toneladas de caña molida por hora

Fuente: elaboración propia.

Con la información de la tabla XI se calcula el costo de detención de un molino de la siguiente manera:

$$\text{Costo} = (0,28) \times (0,3) \times (450 \text{ toneladas cortas de caña/hora})$$

$$\text{Costo} = (37,8 \text{ ton cortas/hora}) \times (20 \text{ quintales/1 ton corta})$$

$$\text{Costo} = (756 \text{ quintales/hora}) \times (\text{US\$}16,70/1 \text{ quintal de azúcar})$$

$$\text{Costo} = \text{US\$ } 12\,625,20/\text{hora}$$

En el cálculo anterior se utilizó el precio del quintal de azúcar según la página del Banco de Guatemala.¹

Ahora que ya se conoce el costo del paro de un molino en dólares americanos por hora se multiplica por la cantidad de horas de los períodos en análisis. La tabla V brinda la cantidad de horas del período para el acople tradicional de dados y entredós. Se tiene:

$$\text{Ingreso} = (\text{US\$ } 12\,625,20/\text{hora}) \times (11\,472 \text{ horas})$$

$$\text{Ingreso} = \text{US\$ } 144\,836\,294,40$$

¹<http://www.banguat.gob.gt/inc/ver.asp?id=/indicadores/gra039.htm>. Consulta: 24 de febrero de 2016.

La tabla VIII brinda la cantidad de horas del período para el acople tradicional de eslingas de poliéster. Se tiene:

$$\text{Ingreso} = (\text{US\$ } 12\,625,20/\text{hora}) \times (12\,288 \text{ horas})$$

$$\text{Ingreso} = \text{US\$ } 155\,138\,457,60$$

Ambos resultados indican el ingreso que produce el molino al no detenerse durante todo el período, sin embargo, existen detenciones durante zafra para mantenimientos, ya sean correctivos o preventivos. Las tablas XII y XIII brindan la información del costo de paro de los molinos, tanto para el acople tradicional de dados y entredós, como para el acople flexible de eslingas de poliéster.

Tabla XII. **Costos de un acople tradicional**

ITEM	FECHA INICIO	FECHA FINAL	FALLA	COSTO (MANO DE OBRA Y MATERIALES)	REPUESTOS (MANO DE OBRA Y MATERIALES)	HORAS	COSTO DE PARO DEL MOLINO	TIPO MANTTO.	PERÍODO
1	02/11/2007	05/11/2007	Mantenimiento de acoples	\$30.96		34.00		Preventivo	Reparación
2	02/04/2008	03/04/2008	Acople dañado lado espiga del molino	\$43.20		31.50	\$397,693.80	Correctivo	Zafra
3	01/02/2009	01/02/2009	Barrerse acople de molino	\$5.00		4.00	\$50,500.80	Correctivo	Zafra
4	21/10/2009	27/10/2009	Mantenimiento acoples	\$55.92		45.00		Preventivo	Reparación
5	26/12/2009	26/12/2009	Cambio de dado por falla		\$6,111.00	5.84	\$73,731.17	Correctivo	Zafra
6	14/01/2010	14/01/2010	Reparación con soldadura de acople barrido	\$32.74		16.34	\$206,295.77	Correctivo	Zafra
7	14/01/2010	21/01/2010	Reparación con soldadura de acople barrido	\$2,014.31		82.90	\$1,046,629.08	Correctivo	Zafra
8	21/03/2010	21/03/2010	Barrerse acople de molino	\$30.43		8.50	\$107,314.20	Correctivo	Zafra
9	16/04/2010	16/04/2010	Cambio de dado por falla		\$3,058.75	5.84	\$73,731.17	Correctivo	Zafra
TOTALES				\$2,212.56	\$9,169.75	233.92	\$1,955,895.98		

Fuente: elaboración propia.

Tabla XIII. **Costos de un acople de eslingas de poliéster**

ITEM	FECHA INICIO	FECHA FINAL	FALLA	COSTO (MANO DE OBRA Y MATERIALES)	REPUESTOS (MANO DE OBRA Y MATERIALES)	HORAS	COSTO DE PARO DEL MOLINO	TIPO MANTTO.	PERÍODO
1	04/03/2011	06/03/2011	Realizar ranura a 50 tornillos allen para acople flexible según plano		\$33.64	22.00		Preventivo	Zafra
2	18/05/2011	19/05/2011	Mantenimiento de acople flexible	\$797.74		32.00	\$404,006.40	Preventivo	Zafra
3	02/03/2012	02/03/2012	Cambio de tornillos de tapadera de eslinga	\$4.21		4.00	\$50,500.80	Correctivo	Zafra
4	06/03/2012	06/03/2012	Maquinar 4 pasadores y 8 contratueras para el acople flexible		\$433.49	24.00		Preventivo	Zafra
5	08/03/2012	13/03/2012	Fabricar tensor		\$77.27	120.00		Preventivo	Zafra
6	04/06/2012	08/11/2012	Mantenimiento de acople flexible	\$239.54		256.00		Preventivo	Reparación
7	06/04/2013	06/04/2013	Fabricar 4 orejas con agujero ovalado, 4 orejas con agujero circular, 5 pasadores de 4-3/4" x 18" de largo, 4 pernos de 3" x 27" y 8 tuercas y contratueras para acople flexible.		\$94.93	76.00		Preventivo	Zafra
8	25/04/2013	25/04/2013	Cambio de tornillos de acople flexible	\$5.70		4.00	\$50,500.80	Correctivo	Zafra
9	21/06/2013	18/10/2013	Mantenimiento de acople flexible	\$230.73		118.00		Preventivo	Reparación
10	17/03/2014	17/03/2014	Mantenimiento de acople flexible	\$2.28		23.50	\$296,692.20	Preventivo	Zafra
11	18/03/2014	18/03/2014	Cambio de tensor en acople flexible	\$20.66		15.00	\$189,378.00	Correctivo	Zafra
12	17/03/2014	17/03/2014	Desajuste de tuercas.	\$4.21		9.50	\$119,939.40	Correctivo	Zafra
13	01/05/2014	01/05/2014	Mantenimiento de acople flexible	\$1,160.99		23.00	\$290,379.60	Preventivo	Zafra
14	02/10/2014	02/10/2014	Maquinar 8 pasadores de 4-3/4" de diámetro		\$68.43	12.31		Preventivo	Reparación
TOTALES				\$2,466.05	\$707.75	739.31	\$1,401,397.20		

Fuente: elaboración propia.

Con la información de las tablas XII y XIII se puede calcular el ingreso que representa la no detención del molino por causa de cada acople; cabe mencionar, que el molino en general se detiene durante la zafra por distintas razones provocando que la cantidad de ingreso sea más baja, sin embargo, en esta investigación se presenta el dato de ingreso solamente por los acoples. De esta manera se tiene que:

Ingreso acople tradicional = US\$ 144 836 294,40 – US\$ 1 955 895,98

Ingreso acople tradicional = US\$ 142 880 398,40

Ingreso acople de eslingas = US\$ 155 138 45,60 – US\$ 1 401 397,20

Ingreso acople de eslingas = US\$ 153 737 060,40

Con toda la información que se brinda en las tablas XII y XIII así como el cálculo de ingreso que representa cada acople se plantea el análisis costo beneficio como se muestra en la tabla XIV.

Tabla XIV. **Análisis costo beneficio**

Interés: 3 %	Acople tradicional de dados y entredós	Acople flexible de eslingas de poliéster
Inversión	\$7,431.55	\$65,000.00
Envío	\$0.00	\$7,000.00
Ingreso anual	\$47,626,799.47	\$51,245,686.80
Mantenimiento anual	\$737.52	\$822.02
Repuestos anual	\$3,056.58	\$235.92
Tiempo	3 años	3 años

Fuente: elaboración propia.

Como observación, los datos de inversión y de envío fueron proporcionados por el Ingenio Santa Ana. Las cantidades de ingresos, mantenimiento y repuestos se dividieron entre 3 para convertirlos en gastos anuales. Se utilizará una tasa de interés de 3 % según la página del Banco de Guatemala.²

Se determina el valor presente tanto de beneficios como de costos para el acople tradicional de dados y entredós. La figura 44 muestra el diagrama de flujo de efectivo de esta propuesta.

²<http://www.banguat.gob.gt/>. Consulta: 26 de febrero de 2016

Figura 44. **Flujo de efectivo acople tradicional**



Fuente: elaboración propia.

$$\text{VPN Beneficios} = 47\,626\,799,47 \times \left(\frac{1,03^3 - 1}{0,03 \times 1,03^3} \right)$$

$$\text{VPN Beneficios} = \text{US\$ } 134\,717\,705,80$$

$$\text{VPN Costos} = 3\,794,10 \times \left(\frac{1,03^3 - 1}{0,03 \times 1,03^3} \right)$$

$$\text{VPN Costos} = \text{US\$ } 10\,732,03$$

Se determina el valor presente tanto de beneficios como de costos para el acople flexible de eslingas de poliéster. La figura 45 muestra el diagrama de flujo de efectivo de esta propuesta.

Figura 45. **Flujo de efectivo acople de eslingas**



Fuente: elaboración propia

$$\text{VPN Beneficios} = 51\,245\,686,80 \times \left(\frac{1,03^3 - 1}{0,03 \times 1,03^3} \right)$$

$$\text{VPN Beneficios} = \text{US\$ } 144\,954\,131,60$$

$$\text{VPN Costos} = 1\,057,94 \times \left(\frac{1,03^3 - 1}{0,03 \times 1,03^3} \right)$$

$$\text{VPN Costos} = \text{US\$ } 2\,992,50$$

La tabla XV muestra los resultados de los valores presentes netos, tanto para ingresos como para egresos, de ambos acoples.

Tabla XV. **Valores presentes netos**

	VPN Beneficios	VPN Costos
Acople Tradicional de dados y entredós	US\$ 134 717 705.80	US\$ 10 732.03
Acople Flexible de Eslingas de Poliéster	US\$ 144 954 131.60	US\$ 2 992.50

Fuente: elaboración propia.

Se calculan los valores “ Δ Beneficios” y “ Δ Costos” entre las alternativas.

$$\Delta \text{Beneficios} = \text{US\$ } 144\,954\,131,60 - \text{US\$ } 134\,717\,705,80$$

$$\Delta \text{Beneficios} = \text{US\$ } 10\,236\,425,80$$

$$\Delta \text{Costos} = \text{US\$ } 10\,732,03 - \text{US\$ } 2\,992,50$$

$$\Delta \text{Costos} = \text{US\$ } 7\,739,53$$

Se procede a hacer la comparación de Δ Beneficios/ Δ Costos, si el resultado es mayor que 1 se justifica y, por lo tanto, la mejor opción es el acople flexible de eslingas de poliéster.

$$\text{Relación B/C} = \text{US\$ } 10\,236\,425,80 / \text{US\$ } 7\,739,53$$

$$\text{Relación B/C} = 1\,322,62 \text{ valor adimensional}$$

Se puede afirmar, por medio de un análisis beneficio-costos, que la mejor opción es el acople flexible de eslingas de poliéster.

CONCLUSIONES

1. El esfuerzo último estático del eje entredós es de 163,80 MPa que corresponde a una carga de $1,8774 \times 10^6$ Kgf y el esfuerzo último a fatiga es de 57,10 MPa que corresponde a una carga de 654 458 Kgf. Si se compara con la máxima carga a la cual se pudo evaluar la eslinga de poliéster de 10 000 Kgf se observa que el acople tradicional de dados y entredós resiste más carga; sin embargo, por los limitantes del ensayo (no resistió la barra de hierro corrugado colocada en ambos extremos de la eslinga como medio de sujeción) no fue posible llegar a la eslinga de poliéster a su carga de falla, por lo tanto, desde el punto de vista técnico no se obtiene una conclusión.
2. El esfuerzo último de los dados es de 9,13 MPa, el esfuerzo último en corte puro de un perno de seguridad es de 2,088 MPa y de los 8 pernos en conjunto es de 16,704 MPa. Se observa que los pernos de seguridad en conjunto resisten más que el dado, sin embargo, la prueba no arroja datos conclusivos debido a que se tuvo que maquinar el perno hasta en un 70 % de su diámetro nominal para ser ensayado.
3. Desde el punto de vista de mantenimiento se concluye que el acople flexible de eslingas de poliéster es superior. Presenta un indicador de disponibilidad del 99 % comparado con el 98 % del acople tradicional, El tiempo medio entre fallas es el doble en el acople flexible. El mantenimiento del acople flexible es casi en su totalidad preventivo. El índice de fallas del acople flexible es la mitad del índice de fallas del

acople tradicional. La sobrecarga de servicios de mantenimiento es de 4,60 % para el acople flexible contra un 196,10 % del acople tradicional.

4. El VPN de beneficios que provee un acople tradicional es de \$ 134 717 705,80 y el VPN de beneficios que provee un acople flexible de eslingas de poliéster es de \$ 144 954 131,60. El VPN de costos que brinda un acople tradicional es de \$ 10 732,03 y el VPN de costos que brinda un acople flexible de eslingas de poliéster es de \$ 2 992,50. Esto brinda una relación beneficio costo de 1 322,62. Se concluye que desde el punto de vista económico el acople flexible de eslingas de poliéster es la mejor inversión.
5. Las ventajas que tiene el acople flexible de eslingas de poliéster con respecto al acople tradicional de dados y entredós son: mejor desempeño mecánico, se le puede hacer más y mejor mantenimiento y la relación beneficio costo es superior. En conclusión el acople flexible de eslingas de poliéster es superior y es un buen sustituto del acople tradicional de dados y entredós.

RECOMENDACIONES

1. Cambiar, lo antes posible, todos los acoples tradicionales de dados y entredós a acoples flexibles de eslingas de poliéster.
2. Realizar un ensayo a tensión a una eslinga de poliéster nueva para determinar el esfuerzo último de falla.
3. Realizar un ensayo a corte puro de un perno de seguridad sin modificar sus dimensiones para determinar el esfuerzo último de falla.
4. Mejorar ajuste y tornillos del acople flexible de eslingas de poliéster.
5. Mantener *stock* de pernos de seguridad por emergencias.
6. Siempre buscar la mejora en tecnología, no solo en el área de molinos sino también en todas las demás áreas del ingenio.

BIBLIOGRAFÍA

1. BUDYNAS, Richard; NISBETT, Keith. *Diseño en ingeniería mecánica de shigley*. Estados Unidos: Editorial McGraw Hill, 2014. 1 104 p.
2. CAMPOS, Y.; FRANCO R. *Diseño de los acoplamientos cuadrados de hierro fundido para molinos de caña mediante el método de los elementos finitos*. "Revista facultad de ingeniería". (2007, Vol. 1, No. 41, pp. 120-131).
3. HUGOT E. *Manual para ingenieros azucareros*. México: Compañía Editorial Continental, 1964. 803 p.
4. NORTON, Robert. *Diseño de maquinaria*. España: Editorial McGraw Hill, 2012. 624 p.
5. REIN, Peter. *Ingeniería de la caña de azúcar*. Alemania: Bartens, 2012. 880 p.
6. TOSIO, C.T.; LEWINSKI, J. *Nueva generación de los acoplamientos para molinos*. 2010. 2010. 8 p.

